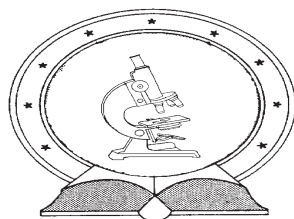


DE TTK



1949

**ALACSONY EXERGIAIGÉNYŰ FŰTÉSI-SZELLŐZÉSI RENDSZEREK
HŐÉRZETI VIZSGÁLATA VÁLTOZÓ ÜZEMÁLLAPOTOK SORÁN**

Doktori (PhD) értekezés

Szerző: Kalmár Tünde Klára

Témavezető: Prof. Dr. Zöld András

DEBRECENI EGYETEM
Természettudományi Doktori Tanács
Földtudományi Doktori Iskola
Debrecen, 2013

Ezen értekezést a Debreceni Egyetem Természettudományi Doktori Tanács Földtudományi Doktori Iskola Tájvédelem és éghajlat programja keretében készítettem a Debreceni Egyetem természettudományi doktori (PhD) fokozatának elnyerése céljából.

Debrecen, 2013. február 15.

Kalmár Tünde Klára

Tanúsítom, hogy Kalmár Tünde Klára doktorjelölt 2012- 2013 között a fent megnevezett Doktori Iskola Tájvédelem és éghajlat programjának keretében irányításommal végezte munkáját. Az értekezésben foglalt eredményekhez a jelölt önálló alkotó tevékenységével meghatározóan hozzájárult. Az értekezés elfogadását javasolom.

Debrecen, 2013. február 15.

Prof. Dr. Zöld András

ALACSONY EXERGIAIGÉNYŰ FŰTÉSI-SZELLŐZÉSI RENDSZEREK HŐÉRZETI VIZSGÁLATA VÁLTOZÓ ÜZEMÁLLAPOTOK SORÁN

Értekezés a doktori (Ph.D.) fokozat megszerzése érdekében
a természettudományi tudományágban

Írta: Kalmár Tünde Klára okleveles gépészmérnök

Készült a Debreceni Egyetem Földtudományok doktori iskolája
(Tájvédelem és éghajlat programja) keretében

Témavezető: Prof. Dr. Zöld András

A doktori szigorlati bizottság:

elnök:	Prof. Dr. Lóki József
tagok:	Prof. Dr. Puhl Antal
	Prof. em. Dr. Dr. h.c. Bánhidi László

A doktori szigorlat időpontja: 2013. január 23.

Az értekezés bírálói:

Dr.
Dr.
Dr.

A bírálóbizottság:

elnök:	Dr.
tagok:	Dr.
	Dr.
	Dr.
	Dr.

Az értekezés védésének időpontja: 2013.

TARTALOMJEGYZÉK

1. ÉPÜLETENERGETIKA ÉS KOMFORT.....	1
1.1 Bevezetés	1
1.2 A kutatás célja.....	3
2. CSALÁDI HÁZAK FŰTÉSI EXERGIAIGÉNYÉNEK ELEMZÉSE	5
2.1 Bevezetés	5
2.2 Az épületek	5
2.3 Az exergia	6
2.3 Fűtési energiafogyasztás	8
2.4 Fűtési exergiafogyasztás	10
2.5 Összefoglalás	14
3. FELÜLETFŰTÉSEK EXERGETIKAI VIZSGÁLATA FELFŰTÉSI IDŐSZAKBAN	16
3.1 Bevezetés	16
3.2 A mérés helyszíne	16
3.3 Alkalmazott mérőműszerek.....	19
3.4 Mérési eredmények	20
3.4.1 „Külső hőmérséklet”	20
3.4.2 Padlófűtés.....	20
3.4.3 Mennyezetfűtés	21
3.4.4 Radiátorfűtés	22
3.5 Mérések értékelése	23
3.6 Összefoglalás	24
4. ALKALMAZOTT FŰTÉSI RENDSZER HATÁSA A LÉGCSERESZÁMRA	26
4.1 Bevezetés	26
4.2 Mérés helyszíne.....	26
4.3 Mérési eredmények	27
4.3.1 A μ tényező.....	27
4.3.2 Radiátoros fűtés.....	28
4.3.3 Padlófűtés.....	29
4.3.4 Mennyezetfűtés	29
4.4 A mérési eredmények értékelése.....	30
4.4.1 A légcsereszám.....	30
4.4.2 A várható hőérzeti érték	31
4.5 Összefoglalás	32
5. A ZÁRT TÉR GEOMETRIAI ADOTTSÁGAI ÉS A KÖZEPES SUGÁRZÁSI HŐMÉRSÉKLET KAPCSOLATA	34
5.1 Bevezetés	34
5.2 Sugárzásos hőcsere, közepes sugárzási hőmérséklet.....	35
5.3 A zárt tér geometriája és a PMV	36
5.3.1 Az épületfelújítás hatása a PMV értékre	39
5.3.2 Az alkalmazott fűtési mód hatása a közepes sugárzási hőmérsékletre	40
5.4 Mérések.....	41
5.5. Összefoglalás	42
6. PADLÓ- ÉS MENNYEZETFŰTÉS HŐÉRZETI VIZSGÁLATA	43
6.1 Bevezetés	43
6.2 Sugárzó fűtések dinamikus jellegű üzemeltetésének hőérzeti és energetikai vonatkozásai	43
6.3 Különböző hőmérsékletintervallumok elemzése.....	49
6.4 Összefoglalás	54
7. PADLÓ- ÉS MENNYEZETFŰTÉS SZAKASZOS ÜZEMELTETÉSÉNEK VIZSGÁLATA VÁLTOZÓ LÉGCSERESZÁMOK MELLETT.....	55
7.1 Bevezetés	55
7.2 Anyag és módszer	55
7.3 Mérések.....	56
7.4 Mérési eredmények kiértékelése	61
7.5. Összefoglalás	64
8. A MEGFELELŐ HŐÉRZET ÉS BELSŐ LEVEGŐ MINŐSÉG.....	66
BIZTOSÍTÁSÁNAK ENERGETIKAI KÖVETKEZMÉNYEI	66
8.1 Bevezetés	66

8.2 Komfortkategóriák energiaigénye.....	66
8.3 Összefoglalás	71
9. A LÉGCSERESZÁM ÉS A LÉGVEZETÉSI RENDSZER HATÁSA A HŐMÉRSÉKLETELOSZLÁSRA EGY ZÁRT TÉR BEN	72
9.1 Bevezetés	72
9.2 Alkalmazott módszerek.....	73
9.3 Mérési eredmények kiértékelése	74
9.4 Összefoglalás	76
10. SZEMÉLYI SZELLŐZÉS HŐÉRZETI VIZSGÁLATA.....	77
10.1 Bevezetés	77
10.2 Bőrérzékelés.....	77
10.3 Légvezetési rendszerek	83
10.4 Személyi szellőzés	84
10.5 Kísérletek a DE Épületfizikai laboratóriumában.....	87
10.5.1 Első mérésorozat.....	88
10.5.2 Második mérésorozat.....	92
10.6 Összefoglalás	95
11. ÖSSZEFOGLALÁS.....	97
ÚJ EREDMÉNYEK, TÉZISEK.....	100
FELHASZNÁLT SZAKIRODALOM.....	107
M-1. Melléklet	I

ALKALMAZOTT JELÖLÉSEK LISTÁJA

- E – exergia, [J]
 Q – hőenergia, [J]
 T – a fűtésre felhasznált fűtőközeg hőmérséklete, [K];
 T_0 – referenciahőmérséklet, [K];
 ΣA – az épület fűtött térfogatát burkoló határolószervezetek felületeinek összege, [m²];
 V – az épület fűtött térfogata, [m³];
 T_f – a fűtési rendszer által az épületben biztosított hőmérséklet, [K];
 T_r – a hőtermelőben előállított hőhordozó közeg hőmérséklete, [K];
 Q_h – az épület/helyiség hőszükséglete, [W]
 K – az épület hőveszteségtényezője, [W/K];
 t_{io} – belső méretezési hőmérséklet, [°C];
 t_{eo} – külső méretezési hőmérséklet, [°C];
 \bar{t}_e – külső napi átlagos léghőmérséklet, [°C];
 t_i – belső léghőmérséklet, [°C];
 t_e – külső léghőmérséklet, [°C];
 N – a fűtési napok száma a fűtési idényben;
 η_s – fűtési rendszer hatásfoka, [-];
 Q_f – az épület fűtési energiaigénye, [J];
 Q_c – a fűtési energiafogyasztás, [J];
 Q_s – sugárzásos hőnyereségek, [W];
 Q_i – belső hőnyereségek, [W];
 t_b – az épület fűtési határhőmérséklete, [°C];
 ν^x – a fűtési rendszer exergetikai hatásfoka, [-];
 H_0 – a tüzelőanyag égéshője, [J/kg] vagy [J/m³];
 m – az elégetett tüzelőanyag mennyisége, [kg] vagy [m³];
 k_{R0} – a hőátbocsátási tényező értéke tervezési hőmérsékletek mellett ($t_s = 90$ °C; $t_r = 70$ °C; $t_{io} = 20$ °C), [W/m²K];
 t_s – a fűtési rendszer előremenő hőmérséklete, [°C];
 t_r – a fűtési rendszer visszatérő hőmérséklete, [°C];
 k_R – a fűtőttest hőátbocsátási tényezője, [W/m²K];
 n – a fűtőttest kitevője (a kialakítás függvényében), a gyakorlatban alkalmazott fűtőttesteknél: 1,24...1,36;
 T_R – logaritmikus hőmérsékletkülönbség, [K];
 Q_h' – az épület/helyiség hőszükséglete hőtechnikai felújítás után, [W]
 T_R' – logaritmikus hőmérsékletkülönbség az épület hőtechnikai felújítása után, [K];
 Δt_w – a fűtési rendszerben alkalmazott hőfoklépcső, [°C]
 T_s – a fűtési rendszer előremenő hőmérséklete, [K];
 T_r – a fűtési rendszer visszatérő hőmérséklete, [K];
COP – a hőszivattyú teljesítménytényezője, [-];
 $t_{padló}$ – a padló felületi hőmérséklete, [°C];
 t_{fal} – a fal felületi hőmérséklete, [°C];
 $t_{mennyezet}$ – a mennyezet felületi hőmérséklete, [°C];
 U – hőátbocsátási tényező, [W/m²K];
 U_{bf} – belső fal hőátbocsátási tényezője, [W/m²K];
 \dot{m} – a levegő tömegárama, [kg/s];
 \dot{m}_{be} – a helyiségbe bevezetett levegő tömegárama, [kg/s];
 \dot{m}_{ki} – a helyiségből kivezetett levegő tömegárama, [kg/s];

ρ – a levegő sűrűsége, [kg/m³];
 v – a levegő áramlási sebessége, [m/s];
 Δp – nyomáskülönbség a nyílászáró külső és belső oldalán, [Pa];
 A – a rés keresztmetszete, [m²];
 ρ_e – a külső levegő sűrűsége, [kg/m³];
 ρ_i – a belső levegő sűrűsége, [kg/m³];
 h – szintkülönbség a légelvezető és a légbevezető nyílások között, [m];
 μ – a nyílás kialakításától függő korrekciós tényező, [-];
 g – nehézségi gyorsulás, [m/s²];
 M – a metabolikus hő, [W/m²];
 W – a mechanikai munka, [W/m²];
 I_{cl} – a ruházat hőszigetelő képessége, [m²K/W];
 f_{cl} – a ruházattal borított és nem borított testfelületek aránya;
 t_a – a léghőmérséklet, [°C];
 \bar{t}_r – a közepes sugárzási hőmérséklet, [°C];
 t_{op} – operatív hőmérséklet, [°C];
 p_a – a vízgőz parciális nyomása belső levegőben, [Pa];
 h_c – a konvekciós hőátadási tényező, [W/m²K];
 h_r – a sugárzásos hőátadási tényező, [W/m²K];
 t_{cl} – a ruházat felületi hőmérséklete, [°C];
 PMV – a hőérzeti szavazatok várható értéke (predicted mean vote), [-];
 PPD – a hőérzettel elégedetlenek várható százalékos aránya (predicted percentage of dissatisfied), [%];
 ε – a ruházattal borított test emissziós tényezője, [-];
 v_{ar} – a levegő relatív áramlási sebessége, [m/s];
 t_g – a mért glóbusz hőmérséklet, [°C];
 R – az emberi test által sugárzással leadott vagy felvett hőáram, [W];
 F_{P-A_i} – a besugárzási tényező az ember középpontjában elhelyezett felületelem és az S_i területű határoló felület között, [-];
 T_{si} – az S_i területű határoló felület felületi hőmérséklete, [K];
 $F_{max, A, B, C, D, E}$ – konstansok;
 a – a vizsgált felület szélessége, [m];
 b – a vizsgált felület magassága, [m];
 c – a távolság az egyén és a vizsgált felületelem között, [m];
 U_{fal} – külső fal hőátbocsátási tényezője, [W/m²K];
 U_{ablak} – ablak hőátbocsátási tényezője, [W/m²K];
 l – a vizsgált helyiség szélessége, [m];
 L – a vizsgált helyiség hossza, [m];
 DR – a huzattal elégedetlenek százalékos aránya, [%];
 SD – a légsebesség standard deviációja (korrigált empirikus szórás), [-];
 Tu – turbulencia intenzitás, [%];
 ACH – légcsereszám, [1/h];
telőre_padló – a padlófűtés előremenő hőmérséklete, [°C];
tvissza_padló – a padlófűtés előremenő hőmérséklete, [°C];
telőre_mennyezet – a mennyezetfűtés előremenő hőmérséklete, [°C];
tvissza_mennyezet – a mennyezetfűtés előremenő hőmérséklete, [°C];
 E_{LT} – légtechnikai rendszer primer energiaigénye, [kWh/a];
 $Q_{LT,n}$ – a légtechnikai rendszer nettó hőigénye, [kWh/a];
 $f_{LT, sz}$ – a teljesítmény és a hőigény illesztésének pontatlanságából származó veszteség, [kWh/a];

$Q_{LT,v}$ – a levegő elosztás hővesztesége, [kWh/a];
 C_k – a hőtermelő teljesítménytényezője;
 e_{LT} – a légtechnikai rendszer hőforrása által használt energiahordozó primer energia átalakítási tényezője;
 E_{VENT} – a légtechnikai rendszerbe épített ventilátorok villamos energiaigénye, [kWh/a];
 $E_{LT,s}$ – a légtechnikai rendszer villamos segédenergia igénye, [kWh/a];
 e_v – a villamosenergia primer energia átalakítási tényezője;
 V_l – a helyiségbe/épületbe bevitt friss levegő mennyisége, [m³/h];
 $Q_{hű}$ – a nettó hűtési energiaigény, [kWh/a];
 $e_{hű}$ – a gépi hűtésre használt energiahordozó primer energia átalakítási tényezője, [-];
 α_h – a hűtőgép által lefedett energiaarány (többféle forrásból táplált rendszer esetén), [-];
 C_h – a hűtőgép teljesítménytényezője, [-];
SEER – a hűtőgép szezonális átlagos teljesítménytényezője, [-];
 ε – a hűtőrendszer hőmérsékletlépcsőjéből adódó érezhető és totál hűtőteljesítmény aránya, [-]
 $Q_{sdnyár}$ – a direkt sugárzási hőterhelés, [W];
 q_b – belső hőnyereségek, [W/m²];
 $n_{hű}$ – a hűtési napok száma, [-];
 t_{em} – a hűtési határhőmérséklet, [°C],
 t_{il} – az elvárt belső léghőmérséklet nyári időszakban, [°C]
 $\Delta t_{bnyár}$ – a belső és külső hőmérséklet napi középértékeinek különbsége nyári feltételek között, [K];
 A_N – a helyiség/épület nettó fűtött alapterülete, [m²];
 $\sum AU + \sum \Psi l$ – a transzmissziós hőveszteségek és a hőhidak veszteségtényezője, [W/K];
 $ACH_{nyár}$ – a légcsereszám nyári időszakban, [1/h];
 q – fajlagos hőáram, a helyiség padlófelületére számított hőterhelés [W/m²];
 T_{it} – az előírt belső abszolút hőmérséklet, [K];
 c_p – az áramló levegő állandó nyomáson vett fajhője, [J/kgK];
 Ar_T – Archimédész kritérium, [-];
 ε_v – a szellőztetés hatásossága, [-];
 C – a szennyezőanyag koncentráció (Indexek: E a távozó levegőben, S a bevezetett levegőben, I a belélegzett levegőben), [mg/m³];
 t_{be} – a helyiségbe bevitt levegő hőmérséklete, [°C]

1. ÉPÜLETENERGETIKA ÉS KOMFORT

1.1 Bevezetés

Az energiaszektor legáltalánosabb célja és feladata a társadalom és a gazdaság működéséhez szükséges energiák megbízható, gazdaságos és környezetet kímélő szolgáltatása. Az energia olyan szervesen és sokszínűen épült be mind a termelőszférába, mind a lakosság fogyasztásába, életmódjába, hogy szerepe, jelentősége sok vonatkozásban meghatározó, stratégiai jelentőségű. Általában jellemző az, hogy bár a termelési költségeken, ráfordításokon belül az energiaköltségek aránya csökken, ennek ellenére, minél fejlettebb egy gazdaság, minél magasabb a lakosság életszínvonala annál nagyobb jelentőségű az energiaszolgáltatás stabil, kiegyensúlyozott volta, hiszen az estleges ellátási zavarokból fakadó közvetlen és főképpen a közvetett veszteségek energiaköltségeknél nagyságrenddel nagyobbak lehetnek. Ebből következik, hogy a modern gazdaságokban az energiaszektorral szemben az energiapolitikában hangsúlyosan megfogalmazott, az energiakoncepcióba rögzített legfőbb követelmény az **ellátásbiztonság**.

Az utóbbi évtizedekben egyre világosabbá vált, hogy az eddigi gazdasági növekedés komoly környezeti változásokat indított el. Világméretben erősödnek a környezetvédelemmel kapcsolatos szempontok és követelmények, és ennek következtében a természetre káros hatásokat korlátozó, azokat szabályozó nemzetközi megállapodások születnek. Az energiaszektor jellegéből és sajátosságából fakadóan a természettel igen szoros kapcsolatban van, a környezeti ártalmak egyik fő okozója. Ezért az energiapolitikának megkerülhetetlen és szerves része kell, hogy legyen a környezeti szempontok prioritásaként való kezelése és az a törekvés, amely az egészséges és tiszta környezet megteremtését szolgálja. Mindezek alapján a magyar energiastratégiának [1] a legfontosabb célkitűzése, hogy a hosszú távú szempontokat is mérlegelve harmonizálja az ellátásbiztonság, a gazdaságosság és a környezetvédelem sokszor egymásnak feszülő ellentmondásait. Olyan energiatermelő rendszerekre van tehát szükség, amely a kívánatos, a közösség által elvárt ellátásbiztonságot, valamint az EU direktívákban előírt és a nemzetközi szerződésekben vállalt környezeti követelményeket a társadalom által még vállalható költségszint mellett teljesíti.

Az utóbbi évtizedekben a világ és az Európai Unió országaiban az energiafogyasztás folyamatosan növekedett, míg a rendelkezésre álló fosszilis energiahordozó készletek jelentősen csökkentek, és már régóta nem fedezik a szükséges energiaigényt. Ebből következően ezen a területen az Unió országai általában importra szorulnak. Magyarország például az összes felhasznált kőolajnak közel 87%-át, a földgáznak pedig csaknem 80%-át importálja [1]. Az Európai Unió importfüggőségének csökkentése érdekében az Európai Parlament és Tanács számos olyan Direktívát fogadott el, amelyeknek elsődleges célja az energiaigények csökkentése, illetve a megújuló energiaforrások minél nagyobb százalékban történő felhasználása az egyes országok energiamérlegében. Magyarországon a megújuló energiaforrások az ország összes energiafelhasználásának jelenleg közel 8%-át fedezik [1].

Ennek is 80%-a tűzifa elégetéséből származik. A tűzifa és a biomassza elégetése viszont nagy mennyiségű aeroszol, illetve széndioxid kibocsátást is okoz a felhasználási helyen és a termelési helyen köti le a széndioxidot. A tűzifát sokan nem is tartják megújuló energiaforrásnak, lassabb „újratermelési” ideje miatt, annak ellenére, hogy vannak viszonylag rövid növekedési idejű fafajták is.

A hőszivattyú alkalmazásával hozzáférhetővé váltak azok az energiaforrások, melyeknek hőmérséklete kisebb a fűtendő helyiség elvárt hőmérsékleténél, illetve hűtés esetén a forrás hőmérséklete nagyobb a klimatizált helyiség tervezett hőmérsékleténél. Azoknál a hőszivattyúknál, melyek a külső levegő energiátartalmát használják fel, az üzemeltetés során figyelembe kell venni azt a tényt, hogy a teljesítménytényező változik a léghőmérséklettel, ezért előfordulhat, hogy alkalmazásuk már nem gazdaságos. A gázmotoros hőszivattyúk működését földgázt vagy propán-bután gázt felhasználó belső égésű motorok biztosítják. A berendezés hasznosítja a belső égésű motorok hulladékhőjét, a motor hűtővizének hőjét és az égéstermékek hőtartalmát. A földgáztüzelésű abszorpciós hőszivattyúban a körfolyamatot nem mechanikai elven működő kompresszor tartja működésben, hanem a bevitt hőenergia, ami egy termokémiai kompresszort működtet.

Mindezek a berendezések az energiafelhasználás hatékonyságát tovább növelik és ezzel egyidőben csökken a felhasznált fosszilis energiahordozók mennyisége.

A hagyományos energiahordozó készletek csökkenésére az egyik lehetséges válasz lehet az atomenergia fokozottabb alkalmazása. A rendelkezésre álló urán készletek azonban szintén kifogyóban vannak, illetve, bár léteznek ismert készletek, azoknak bányászata olyan költségekkel jár, melyek a jelenlegi körülmények között nem gazdaságosak.

Az épületenergetika területén az Európai Parlament és Tanács 2002/91/EK Irányelve [2] rögzíti, hogy *„a lakás- és szolgáltatói ágazat, amelynek legnagyobb részét az épületek teszik ki, a Közösség végső energiafelhasználásának több mint 40%-át képviselik, és folyamatosan bővül; ez a tendencia az energiafogyasztás, így a széndioxid-kibocsátás növekedésével is jár.”* Az Irányelv kijelenti továbbá, hogy *„Az épületek befolyást gyakorolnak majd a hosszú távú energiafogyasztásra, és ezért az új épületeknek eleget kell tenniük a helyi éghajlathoz szabott minimális energiateljesítmény-követelményeknek. E tekintetben a legjobb gyakorlatot össze kell hangolni az energiateljesítmény növelése szempontjából fontos tényezők optimális kihasználásával. Mivel az alternatív energiaellátó rendszerek alkalmazásának lehetőségei általában még nincsenek teljesen kihasználva, meg kell vizsgálni az alternatív energiaellátó rendszerek műszaki, környezeti és gazdasági kivitelezhetőségét; ezt a tagállamok egyszer végezhetik el egy olyan tanulmány által, amely meghatározza az energiatakarékossági intézkedések sorát az átlagos helyi piaci feltételek mellett, a költséghatékonyság kritériumainak szem előtt tartásával. Az építkezés megkezdése előtt egyedi vizsgálatok kérhetők, ha az intézkedést vagy intézkedéseket kivitelezhetőnek ítélik.”* Az Irányelv hatályba lépése óta az Európai Unió országaiban, így Magyarországon is kidolgozásra kerültek azok a rendeletek és számítási eljárások, melyek szerint az épületeket energetikai szempontból tanúsítják, illetve meghatározásra kerültek azok az energetikai és hőtechnikai követelmények melyeknek az új építésű épületek, illetve a nagyobb felújításoknak alávetett épületek meg kell, hogy feleljenek [2]. A 2002/91/EK Irányelvet 2010-ben módosították. A 2010/31/EU Irányelv [3] az épületek energiahatékonyságáról már azt rögzíti, hogy *„A tagállamok biztosítják, hogy: 2020. december 31-ig valamennyi új épület közel nulla energiaigényű épület legyen; és 2018. december 31. után a hatóságok által használt vagy tulajdonukban levő új épületek közel nulla energiaigényű épületek legyenek.”*

Mindezek alapján látható, hogy az Irányelvek az épületek energiafogyasztásának folyamatos csökkenését várják el a tagországokban. Az épületeknek viszont rendeltetésük szerint biztosítaniuk kell a megfelelő köz- és komfortérzetet a benttartózkodók számára annak

érdekében, hogy a lehető legjobb eredményeket érjük el a munkahelyi teljesítmény illetve a szórakozás és regenerálódás tekintetében.

1.2 A kutatás célja

Az EPBD eredeti [2] és módosított [3] változata egyaránt tartalmazza, hogy az energiatakarékosság nem mehet az épületben tartózkodók komfortérzetének rovására, nem járhat egészségügyi kockázattal.

Kutatásunk arra irányul, hogy a hőérzet kérdéseit a jövőben várható feltételek figyelembevételével vizsgáljuk.

Ez a jövő – amint az 2010-ben kiderült – nem is olyan távoli, hiszen az EPBD RECAST [3] 2018 évi határidőre várja el a tagállamoktól, hogy a közel nulla energiaigényű épületekre vonatkozó nemzeti szabályozásokat életbe léptessék és két lépcsőben (2019-től az állami, 2021-től valamennyi újonnan létesített épület feleljen meg a nemzeti szabályozásban foglalt követelményeknek.

Bár a kutatómunka kezdetén mindez nem volt előre látható, a tendencia akkor sem volt kérdéses, hiszen a nemzeti szabályozások szigorodtak és a „passzívházak” divatja is folyamatosan terjedt és terjed, a kérdés csak a szigorítások üteme volt.

Az EPBD RECAST [3] szerinti közel nulla energiaigényű épületek két ütemben történő bevezetése is sugallja, hogy a vizsgálatokat többféle épületrendeltetésre célszerű elvégezni. Mint a két ütem egy-egy jellemző épületfajtaját az iroda és a lakó épületekben jellemző hőérzeti problémák vizsgálatát tűztük ki célul.

A közel nulla energiaigény alapfeltétele nyilvánvalóan – de a [3] tételesen is megfogalmazza - „az épület magas energetikai teljesítménye”, ami a hazai szaknyelvre lefordítva elsősorban kitűnő hőszigetelést, emellett légtömör épülethéjat, jó nyári árnyékolást jelent. Ez nyilvánvalóan mérsékelt, alacsony fűtési energiaigényekhez vezet és amennyiben a jó nyári hővédelem (a jó hőszigetelés miatti) túlmelegedés kockázatát mérsékli, akkor a hűtési energiaigény is alacsony lesz.

Az energiatakarékosságot illetően vizsgálataimat a mennyiségi kérdésen túl a minőségi szempontokra is kiterjesztettem. Az energetikában a minőséget is jellemző fogalom: az exergia a felhasznált energiahordozók mechanikai munka potenciáljának függvénye, utóbbi okán pedig a megújuló forrásokból nyerhető alacsony potenciálú energiahordozók alkalmazásának szempontjából bír jelentőséggel.

A jó hőszigetelésű és légtömör épületköpeny több olyan problémát vet fel, amelyek a jelenlegi épületállományra nem jellemzőek. Ezek közül a következők vizsgálatára tértem ki:

- Az alacsony fűtőtéljesítmény igény azzal jár, hogy átlagos téli állapotok mellett a helyiségbe belépő egy vagy két személy metabolikus hőleadása, egy elektromos fogyasztó teljesítménye a fűtőtéljesítménnyel összemérhető és kellő szabályozás hiányában túlfűtésre vezet. Lakóépületek esetében a folyamatos, a rendszeresen periodikus és a véletlenszerű lakáshasználat egyaránt lehetséges. Irodaépületek esetében a napi és heti rendszeres használati periodicitást a funkció természetes velejárójának tekinthetjük.
- A használaton kívüli időszakokban nyilván felesleges a helyiségeket a hőérzeti szempontból előírt belső hőmérsékleten tartani. Tervezett, szabályos periodicitású használat esetén meghatározható, mikorra kell ezt az állapotot elérni – nem közömbös azonban, hogy ez mennyi energia és exergia felhasználással jár. Kérdés, hogy a felfűtési szakasz belenyúlhat-e a helyiség használatának időszakába, ha igen, ennek milyen hőérzeti és energetikai következményei vannak.
- Az előzőek, valamint a fűtőtéljesítmény igényvel összemérhető belső hőterhelések folyamatosan változó üzemállapotokat jelentenek, amelyek mind hőérzeti, mind

energetikai szempontból csakis jól szabályozott rugalmas fűtési rendszerekkel tarthatók kordában. A rugalmasságot illetően kétségtelenül a légfűtések a legelőnyösebbek. Ha a ventilátorok energiaigényét mérsékelni akarjuk, kis térfogatáramot alkalmazunk (esetleg csak a friss levegőt) – ez azonban magas befűvási hőmérsékletet (és a léghevítőnél még egy hőmérsékletlépcsőt) jelent. A befűvási hőmérséklet csökkentésének ára a nagyobb térfogatáram – azé viszont a ventilátorok magasabb energiafogyasztása. Mindkét opció exergia tekintetében előnytelen, ezért (a légfűtések mellőzve) a különböző, nagyobb időállandójú, de exergia szempontjából előnyösebb konvektív és sugárzó fűtési rendszerek tranzien্স üzemállapota mellett kialakuló hőérzeti kérdéseket vizsgálom.

- Lakóépületek esetében a légtömör épülethéj felveti a kielégítő szellőztetés kérdését – ezzel összefüggésben vizsgálatainkat arra korlátozzuk, hogy van-e és ha igen, milyen hatása a fűtési rendszernek a természetes szellőztetésre a korszerűnek és energiatakarékosnak mondott résszellőzők (tricky ventilátor) alkalmazása mellett.
- Irodaépületek esetében ma már természetesnek tekintendő a légtechnikai rendszerek alkalmazása, vizsgálataim tehát a fűtési és a helyiségen belüli légvezetési rendszer együttes hatására is kiterjednek.
- Az épületek jó hőszigetelése fokozza a nyári túlmelegedés kockázatát. Már jelenlegi épületeink esetében is súlyos gond a nyári hőérzet vagy a gépi hűtés igénye: utóbbi akár energia, akár exergia szempontjából nézve szignifikáns többletigénnyel jár. Ennek értelmében a nyári feltételekre vonatkozó kutatásom a gépi hűtés mellőzését lehetővé tevő szellőzési rendszerekre irányul.

Mindezen kérdések megválaszolását tűztem ki célul kutatási munkám során, melyet 2007-ben kezdtem el. A hazai és a nemzetközi szakirodalom feldolgozása után 2007-2011 között számos mérést végeztem összesen mintegy 100 alany bevonásával. Különböző üzemi viszonyok mellett vizsgáltam a szubjektív hőérzet alakulását, illetve összevettem a mérési eredményeket a hő- és áramlástan, valamint a komfortelmélet alapösszefüggéseinek felhasználásával kapott eredményekkel. Az alanyok életkora 22-28 között szórt és arra törekedtem, hogy egyenlő számban vegyenek részt az egyes kísérletekben nők és férfiak. Az alanyok kiválasztásánál figyelembe vettem azokat a szempontokat melyek Wyon-Bánhidi rögzít *„A minta nagyságának kérdése a belső környezeti hatásokkal foglalkozó kutatásokban”* c. cikkben [131]. Méréseimet a Debreceni Egyetem Épületfizikai Laboratóriumában végeztem és TESTO műszereket alkalmaztam, melyeket a cég kalibrált. Kutatásaimat folyamatosan publikáltam hazai és nemzetközi folyóiratokban, illetve hazai vagy nemzetközi konferenciák tudományos kiadványaiban.

2. CSALÁDI HÁZAK FŰTÉSI EXERGIAIGÉNYÉNEK ELEMZÉSE

2.1 Bevezetés

Az energiafogyasztás csökkentése, az energiaforrások diverzifikálása minden energiafelhasználó-szektorban az egyik legfontosabb célkitűzés. Tekintettel arra, hogy Magyarországon az épületek üzemeltetésére fordítjuk a legnagyobb energiamennyiséget, fontos az energiahatékonyság növelése és az energiaigény csökkentése ezen a területen. Erre vonatkozóan több országos program is indult azzal a céllal, hogy támogassa a lakástulajdonosokat az energiahatékony beavatkozások megvalósításában. Magyarországon jelenleg több mint négy millió lakást tartanak számon. A lakásoknak több mint fele családi ház. Egy családi ház fajlagos hővesztesége nagyobb, mint egy iparosított technológiával épült épület esetében, ha a határoló szerkezetek hőtechnikai paraméterei azonosak, hiszen ugyanazt a fűtött térfogatot nagyobb lehűlő felület veszi körül. A kisebb méretek miatt viszont a teljes hőigény természetesen kisebb, mint egy többlakásos épület összesített igénye. A kisebb teljesítményű fűtési rendszer ugyanakkor egyszerűbben kezelhető.

Ha egy családi ház határolószerkezeteit legalább a jelenlegi energetikai szabályozás előírásainak megfelelő módon hőszigeteljük, akkor olyan hőigények alakulnak ki, amelyek lefedésére már hatékonyan használhatunk megújuló energiaforrásokat is. Az új épületek már megfelelően hőszigetelt határolószerkezetekkel készülnek, de a meglévő családi házak különböző minőségű anyagokból különböző időszakokban épültek, ezért a hőigényüket csak utólagos felújítással csökkenthetjük olyan szintre, ahol már a fűtés esetében is hatékonyan használhatunk fel megújuló energiaforrásokat. Ennek az ad jelentőséget, hogy egy épület hőigényének a kielégítésekor nem csak az energia mennyiségét kell figyelembe venni, hanem az energia „minőségét” is. Azt, hogy egy épületet milyen minőségű energiával fűthetünk ki az épület exergiaigénye határozza meg. A továbbiakban vizsgáljuk meg három azonos tájolású, azonos geometriai paraméterekkel rendelkező, de különböző időszakokban és eltérő technológiával épült családi ház exergiaigényének alakulását, az épület felújítása előtt és után.

2.2 Az épületek

Az exergetikai elemzést három különböző szerkezet esetében végeztem el: vályogtégla falazat, B30-as téglafalazat illetve a napjainkban egyre jobban terjedő könnyűszerkezetes épületre vonatkozóan. A vályog falazattal rendelkező épületek általában legalább 50 évesek, bár napjainkban is épül családi ház vidéken vályogból. A külső falak vastagsága meghaladja az 50 cm-t és erre mindkét oldalon legalább 3 cm vakolatot helyeznek el a fal egyenetlenségei miatt. A második szerkezet típust Magyarországon 1990-ig alkalmazták családi házak építésére. Ennél a szerkezetnél 2 cm vastagságú vakolattal számoltunk a külső és belső oldalon. A könnyű szerkezetes épület „külső fala” 16 cm vastag ásványgyapotot tartalmaz gipszkarton, faforgácslap és polisztirol rétegek által közrefogva. A tartószerkezetet fa- vagy

fémprofilokból állítják össze. Mindegyik épület esetében a padló és a padlásfödém szerkezetet az adott kornak és technológiának megfelelően vettünk figyelembe. A nettó alapterület 110 m², a fűtött térfogat 297 m³. Az épület felület/fűtött térfogat jellemzője ($\Sigma A/V=1,195$). A határolószerkezetek hőtechnikai paramétereit az 2.1 táblázat tartalmazza.

2.1 Táblázat A határolószerkezetek hőtechnikai jellemzői

Épület	Hőátbocsátási tényezők, [W/m ² K]			Hővesztesség tényező, [W/K]
	Fal	Padlásfödém	Ablak	
Vályog	0,984	0,602	2,5	416,14
B30	1,46	1,12	2,5	583,29
Könnyűszerkezet	0,238	0,255	1,6	220,25

A jelenleg érvényben lévő követelményeknek csak a könnyűszerkezetes épület felel meg. Az első két épülettípust hőtechnikailag fel kellene újítani ahhoz, hogy teljesüljön legalább a szerkezetekre és fajtájagos hővesztességtényezőre vonatkozó követelmény.

2.3 Az exergia

Az épületek exergiaszemléletű tervezésével Schmidt [7], Kalmár [6], Sakulpipatsin [13], Simon [10, 11], Halász-Kalmár [8, 9] és Kalmár [12] is foglalkozott. Olesen [15] is ennek szellemében ajánlja az alacsony hőmérsékletű fűtést és magas hőmérsékletű hűtést.

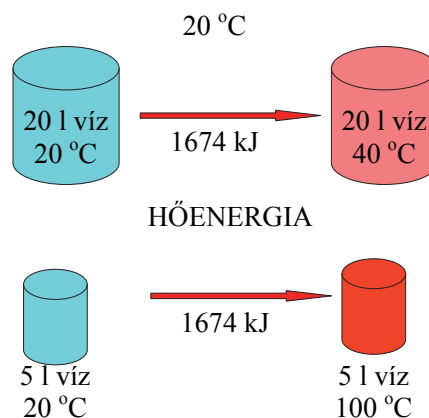
Ha abból indulunk ki, hogy az exergia egy adott hőmennyiségből kinyerhető maximális technikai munkát jelenti, akkor a Carnot körfolyamat hatásfokát figyelembe véve:

$$E = Q \left(1 - \frac{T}{T_0} \right) \quad (2.1)$$

ahol T – a fűtésre felhasznált fűtőközeg hőmérséklete, [K]; T_0 – referenciahőmérséklet, [K].

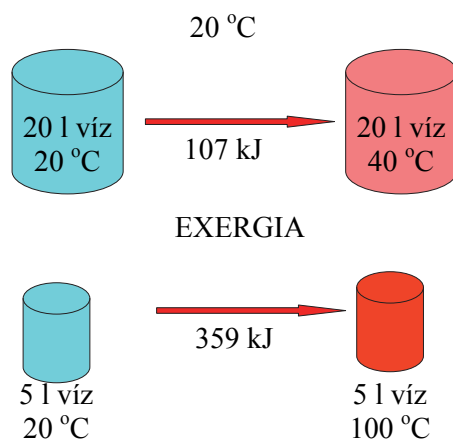
Az energia és az exergia fogalma közötti különbséget az alábbi példán keresztül mutatom be.

Adott 20 l, 20 °C hőmérsékletű víz, amit 40 °C-ra fel kell melegíteni. A környezet hőmérséklete legyen szintén 20 °C. Ha figyelembe vesszük a víz fajhő értékét, akkor a szükséges hőmennyiség 1674 kJ lesz. Ha most nem 20 l vízről, hanem 5 l vízről lenne szó, amit nem 40 °C-ra, hanem 100 °C-ra kell felmelegíteni, akkor a szükséges hőmennyiség ugyanannyi lesz, mint az előző esetben (a felmelegítendő víz tömege negyede az eredetinek, a hőfokkülönbség viszont négyszeres – 2.1 ábra).



2.1 ábra Felfűtéshez szükséges hőmennyiség

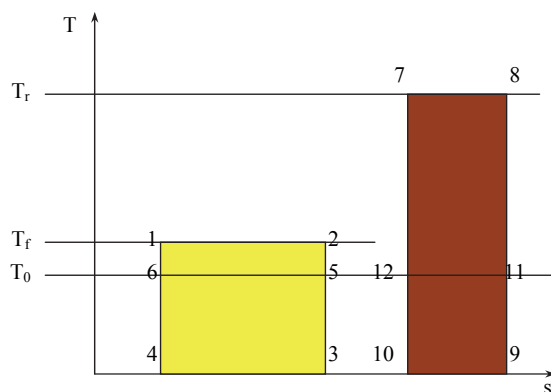
Elemezzük a két folyamatot az exergiafelhasználás szempontjából. Első esetben, ha behelyettesítjük az előző értékeket a (9) összefüggésbe, akkor a folyamat exergiaigénye 107 kJ. Második esetben viszont, mivel jóval magasabb hőmérsékletre kell felfűteni a vizet, bár kisebb mennyiségről van szó, az exergiaigény 359 kJ-ra növekszik (2.2 ábra).



2.2 ábra: Felfűtéshez szükséges exergiamennyiség

Ez azt jelenti, hogy a fűtési rendszereknek annál nagyobb az exergiafelhasználása, minél nagyobb hőfokon működik a rendszer.

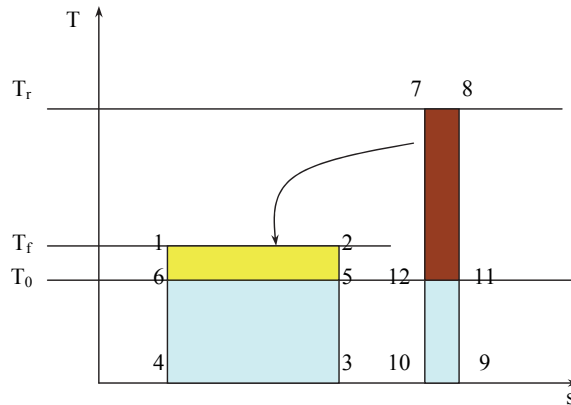
Elemezzük a 2.3 ábra által bemutatott esetet [4]. Tételezzük fel, hogy egy fűtési rendszernek egy épületben biztosítani kell a T_f hőmérsékletet, amikor a környezet hőmérséklete T_0 .



2.3 ábra: Hőenergia vs. exergia, [4]

A T-s diagramban az állapotváltási vonalak alatti területek a hőmennyiséget jelentik, így azt mondhatjuk, hogy T_f hőmérséklet biztosításához az 1-2-3-4 pontok által határolt terület jelzi a szükséges hőmennyiséget. Ebből viszont a környezetben is rendelkezésre áll a 3-4-5-6 terület által jelzett hőmennyiség. Ha exergetikailag elemezzük a szükséges hőmennyiséget, úgy hogy referenciahőmérsékletnek a környezeti hőmérsékletet vesszük, akkor látható, hogy ennek a hőmennyiségnek az exergiatartalmát az 1-2-5-6-terület jelzi. Ha a szükséges hőmennyiséget egy T_r közeg segítségével szállítjuk az épületbe, akkor a két terület az (1-2-3-4) és a (7-8-9-10) egyenlő kell legyen (vagy, ha még a veszteségeket is figyelembe vesszük, az utóbbi nagyobb kell legyen). Az ábrából viszont jól látható, hogy a második hőmennyiségnek az exergiatartalma (7-8-11-12) jóval nagyobb a szükségesnél. Vagyis exergia szempontjából alacsony hatásfokú a rendszerünk, hiszen a szükségesnél jóval több exergiát semmisítünk meg.

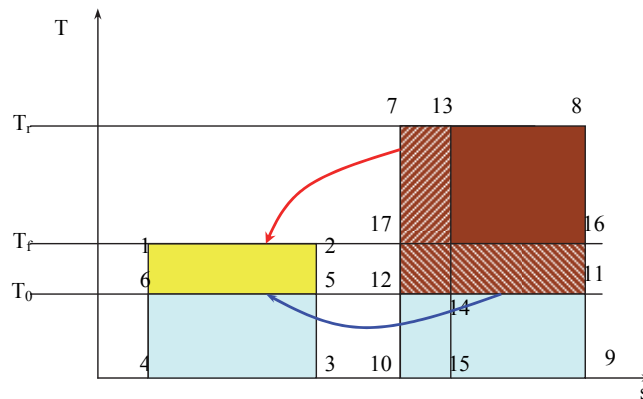
Ha annyi exergiát szeretnénk elhasználni, mint amennyi szükséges (jó exergetikai hatásfok), akkor a 2.4. ábrában bemutatott folyamatok szerint kell működjön a vizsgált rendszer [4].



2.4 ábra: Jó exergetikai hatásfokú fűtési rendszer, [4]

Mint látható, ebben az esetben pontosan annyi exergiát használunk el, mint amennyi szükséges (a 7-8-11-12 terület egyenlő az 1-2-5-6 területtel). A gyakorlatban így működnek a hőszivattyúk. A környezeti energiát felhasználva, annak értékét (hőfokát) egy jobb minőségű, de kisebb mennyiségű energia (villamos) felhasználásával megemelik, ezáltal kielégítve a fűtési igényt.

Ezen rendszerek exergetikai hatásfokát csak úgy lehetne tovább fokozni, ha a T_r hőmérsékletet tudnánk csökkenteni. Ideális az az eset lenne, amikor a $T_r = T_f$ hőmérséklettel (2.5 ábra).



2.5 ábra: Exergetikai szempontból ideális fűtési rendszer, [4]

Az 2.5 ábrából látható, hogy ebben az esetben nem a 7-13-14-12 exergiamennyiséget, hanem a 11-12-17-16 exergiamennyiséget használnánk el, így a különbséget, ami a 7-8-16-17 területnek felel meg, nagyobb exergiaigényű folyamatoknál használhatjuk fel.

A cél tehát olyan fűtési rendszerek kifejlesztése kell legyen, amelyek a környezeti és az épületben igényelt hőmérsékletek közötti különbséget, minimális exergiafogyasztással tudják lefedni. Ezt alacsonyhőmérsékletű fűtéssel, illetve magas hőmérsékletű hűtéssel érhetjük el.

2.3 Fűtési energiafogyasztás

Egy épület hőszükségletét meghatározhatjuk, mint a hővesztésgtényező (K) és a külső belső méretezési hőmérséklet (t_{i0} , t_{e0}) különbségének szorzatát:

$$Q_h = K(t_{i0} - t_{e0}) \quad (2.2)$$

A hővesztésgtényező tartalmazza a transzmissziós és a szellőzési hővesztéseket is. A fűtési energiaigény esetében szintén figyelembe vehetjük az épület hővesztés tényezőjét, azonban ezt most az egész fűtési idényre kiterjedő hőfokhíddal kell felszorozni:

$$Q_f = K \int_0^N (t_i - \bar{t}_e) dx \quad (2.3)$$

ahol: \bar{t}_e a napi átlaghőmérséklet; N – a fűtési napok száma a fűtési idényben.

A fűtési energiafogyasztás számításához figyelembe kell venni a fűtési rendszer hatásfokát, η_s :

$$Q_c = \frac{Q_f}{\eta_s} \quad (2.4)$$

Ha a hőfokgyakorisági görbét egy közelítő függvény segítségével írjuk le [66]:

$$\bar{t}_e = -15 + 3.55x^{0,3835} \quad (2.5)$$

A fűtési napok száma a fűtési idényben az alábbi összefüggéssel számítható [66]:

$$N = \left(\frac{t_b - t_{e0}}{3.55} \right)^{2.6} \quad (2.6)$$

ahol t_b az épület fűtési határhőmérséklete.

A fűtési határhőmérséklet az a külső hőmérséklet, amely mellett az épület hőnyereségei éppen elegendőek a méretezési belső hőmérséklet biztosításához:

$$t_b = t_i - \frac{Q_s + Q_i}{K} - 2 \quad (2.7)$$

ahol: Q_s sugárzásos hőnyereségek, [W]; Q_i – belső hőnyereségek, [W].

Figyelembe véve a (2.5), (2.6) és (2.7) összefüggéseket és behelyettesítve ezeket a (2.3) összefüggésbe, megkapjuk az épület fűtési energiaigényét egy fűtési idény során kWh-ban [66]:

$$Q_f = 0.024K \left(\frac{t_i - t_{e0} - \frac{Q_s + Q_i}{K}}{3.55} \right)^{2.6} \left[(t_i - t_{e0}) - 2.566 \left(\frac{t_i - t_{e0} - \frac{Q_s + Q_i}{K}}{3.55} \right) \right] \quad (2.8)$$

Ha a belső méretezési hőmérsékletet 20 °C értékre vesszük fel, és a szabványban, illetve szabályozásban megadott értékeket használjuk a külső hőmérsékletre, légcsereszámra és hőnyereségekre vonatkozóan, akkor az épületek fűtési energiafogyasztására kapott értékeket a 2.2 táblázat tartalmazza.

2.2 táblázat

Az épületek fűtési energiafogyasztására vonatkozó adatok

Épületek	t_b , [°C]	N	Q_f , [kWh]	η_s , [%]	Q_c , [kWh]	Földgáz fogyasztás, [m ³]
Vályog	12,71	209	31262,1	80	39077,64	4142
B30	14,22	240	46641,3	80	58301,63	6170
Könnyűszerkezetes	8,01	129	12521,1	90	13912,31	1474

Az újabb építésű könnyűszerkezetes épületben természetesen modernebb fűtési rendszert kell figyelembe venni ezért a hatásfok nagyobb.

Ha a régi épületeket hőtechnikailag felújítják az új szabályozásnak megfelelően, az energiafogyasztás nagymértékben csökkenni fog. A vályogfalat 8 cm, a B30-as falazatot 10 cm ásványgyapot réteggel kell hőszigetelni a külső oldalon, az ablakokat a követelményrendszerben megengedett legnagyobb hőátbocsátási tényezőjű újakra kell kicserélni.

A felújítás után az épületek hőtechnikai paramétereit a 2.3 táblázat tartalmazza.

2.3 táblázat A felújított épület hőtechnikai paraméterei

Épület	Hőátbocsátási tényezők, [W/m ² K]			K, [W/K]
	Fal	Padlásfödém	Ablak	
Vályog	0,413	0,3	1,6	246,58
B30	0,41	0,3	1,6	246,19

2.4 táblázat A felújított épületek fűtési energiafogyasztása

Épület	t_b , [°C]	N	Q_f , [kWh]	η_s , [%]	Q_c , [kWh]	Gázfogyasztás, [m ³]
Vályog	9,08	145	15398,34	94	16381,21	1846,81
B30	9,06	145	15373,48	94	16354,76	1843,83

Amint látható az energiafogyasztás csökkenése 58% a vályogszerkezet és 72% a B30 falszerkezet esetében.

2.4 Fűtési exergiafogyasztás

A mi esetünkben a referencia hőmérséklet a külső hőmérséklet, mivel úgy a belső tér hőmérséklete, mint a hőhordozó hőmérséklete erre az értékre csökkenne, ha nem lenne energia bevitel. A külső hőmérséklet értékeit egy fűtési idény során viszont a hőfokgyakorisági görbe adja meg. Ugyanannál a referencia hőmérséklet értéknél a fűtött helyiség, a fűtőttest és a kazán exergiaigénye különböző lesz, mivel ezen részrendszerek üzemeltetési hőmérséklete eltérő. Mindegyik alrendszerre vonatkozóan definiálhatjuk az exergetikai hatásfokot [8, 9]:

$$\nu^x = \frac{\text{exergia igény}}{\text{felhasznált exergia}} = 1 - \frac{\text{exergia veszteség}}{\text{felhasznált exergia}} \quad (2.9)$$

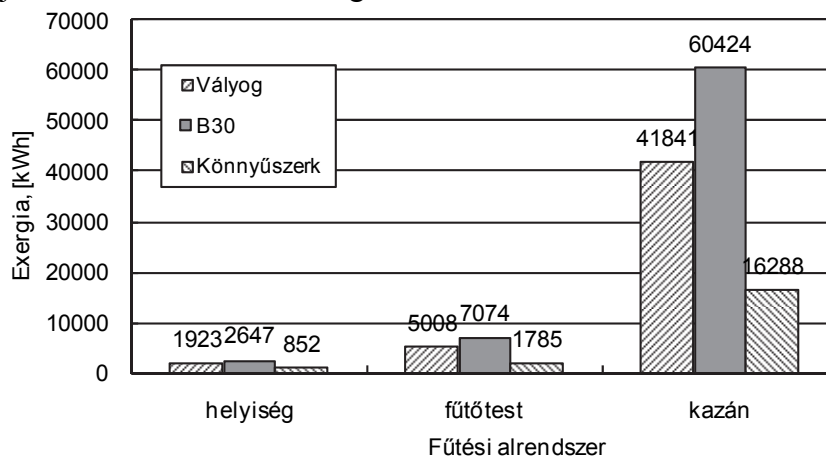
A helyiségben a hőmérsékletet állandónak feltételezzük. A fűtőttestek és az elosztóvezetékek hőmérsékletét a külső hőmérséklet függvényében a szabályozási görbe adja meg. A kazánál az elégetett fosszilis tüzelőanyag exergiatartalmát az alábbi összefüggéssel határozhatjuk meg:

$$E = mH_0 \quad (2.10)$$

ahol: H_0 - a tüzelőanyag égéshője [J/kg] vagy [J/m³]; m - az elégetett tüzelőanyag mennyisége, [kg] vagy [m³].

Ha a hőtermelő egy hőszivattyú, akkor a felhasznált exergia egyenlő a hőszivattyú által felhasznált villamosenergia-mennyiséggel.

A vizsgált épületek esetében az egyes alrendszerek éves fűtési exergiaigényének alakulását az 2.6 ábra mutatja be. Az alrendszerek exergetikai hatásfokát az 2.5 táblázat tartalmazza.



2.6 ábra. Az éves exergiaigény alakulása

2.5 táblázat Az alrendszerek exergetikai hatásfoka

Épület	Fűtési rendszer	Kazán
Vályog	0.384	0.119
B30	0.374	0.117
Könnyűszerkezetes	0.477	0.109

A vályog és B30 falazatból készült épületeknél azt feltételeztük, hogy a fűtési rendszer 90/70 °C előremenő/visszatérő hőmérsékletre van tervezve, míg a könnyűszerkezetes épületnél ugyanez 70/50 °C.

Az épület felújítása után, ha a meglévő fűtési rendszert megtartjuk, a fűtési rendszer teljesítményét az épület új energetikai igényéhez kell igazítani. Egyik lehetőség az, hogy a rendszerünk esetében megtartjuk a hőfoklépcsőt és keressük azt az új előremenő hőmérsékletet, amely annyi energia bevitt eredményez, amennyire igény van. Az új előremenő hőmérsékletet a hőszükségletek arányában számíthatjuk, de figyelembe kell venni a fűtőtesteknél a hőátbocsátási tényezők változását is. A hőátbocsátási tényező változását a hőmérséklet függvényében az alábbi összefüggés adja meg [66]:

$$k_R = k_{R0} \left(\frac{T_R}{60} \right)^{n-1} \quad (2.11)$$

ahol: k_{R0} - a hőátbocsátási tényező értéke tervezési hőmérsékletek mellett ($t_s = 90$ °C; $t_r = 70$ °C; $t_i = 20$ °C); n - a fűtőtest kitevője (a kialakítás függvényében), a gyakorlatban alkalmazott fűtőtesteknél: 1,24...1,36; T_R – logaritmikus hőmérsékletkülönbség.

Ha egy helyiség hőszükséglete felújítás után Q_h' akkor a logaritmikus hőmérsékletkülönbség új értéke:

$$T_R' = 60 \left(\frac{Q_h'}{Q_h} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.12)$$

Ha a fűtési rendszerben az alkalmazott hőfoklépcső Δt_w a (2.12) összefüggést felhasználva, meghatározhatjuk az új (felújítás utáni) előremenő és visszatérő hőmérsékletek értékeit [57]:

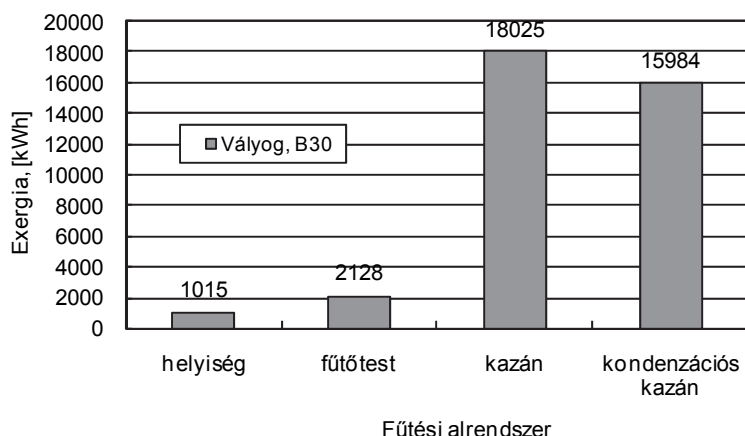
$$T_s = \frac{\Delta t_w \exp \left(\frac{\Delta t_w}{60} \left(\frac{Q_h'}{Q_h} \right)^{\frac{1}{n}} \right)}{\exp \left(\frac{\Delta t_w}{60} \left(\frac{Q_h'}{Q_h} \right)^{\frac{1}{n}} \right) - 1} \quad (2.13)$$

$$T_r = \frac{\Delta t_w}{\exp \left(\frac{\Delta t_w}{60} \left(\frac{Q_h'}{Q_h} \right)^{\frac{1}{n}} \right) - 1} \quad (2.14)$$

A (2.13) és (2.14) összefüggések felhasználásával 20 °C hőfoklépcső mellett a vályog és B30 szerkezetű épületek felújítása után a számított előremenő/visszatérő hőmérséklet értéke: 71/51 °C. Ezzel a hőfoklépcsővel számolva a fűtési alrendszerekre vonatkozó exergetikai hatásfok értékeket a 2.6. táblázat mutatja be.

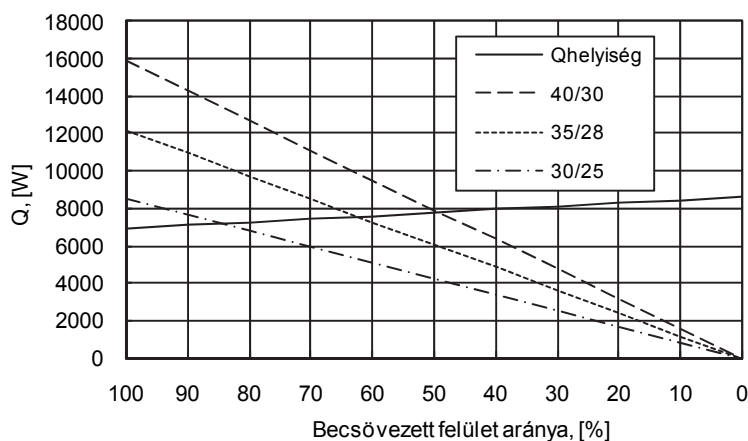
2.6 táblázat Fűtési rendszerek exergetikai hatásfoka az épületek felújítása után

Épület	Fűtési rendszer	Kazán	Kondenzációs kazán
Vályog, B30	0.477	0.111	0.133



2.7 ábra. Éves fűtési exergiaigény az egyes alrendszereknél az épületek felújítása után

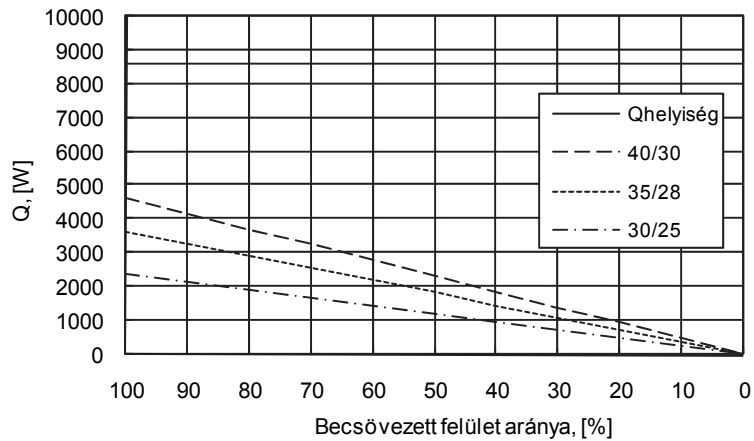
A felújított épületek alacsony hővesztesége kisebb fűtési energiaigényt eredményez, ami lehetővé teszi a nagy felületű – alacsony hőmérsékletű sugárzó fűtések alkalmazását. Ha fal- vagy mennyezet fűtést alkalmazunk, és ezeket a felületeket az eredetileg hűlő, külső szerkezetek belső felületén helyezük el, akkor az épület hőszükségletének számításakor ezek a felületek levonandók (feltételezve, hogy fűtési napokon ezek a fűtő felületek hőt adnak le a helyiségbe). Az a hőmennyiség, ami egy ilyen fűtőfelületből nem a helyiségbe jut, a fűtési rendszer veszteségeként lett figyelembe véve. Ezzel az épület fűtési hőigénye tovább csökken. E rendszereknél az előremenő/visszatérő hőmérsékletek értékei a következők voltak: 40/30 °C, 35/28 °C, 30/25 °C és 27/23 °C. A legutolsó hőfoklépcső-értéket csak a mennyezet fűtési rendszerénél alkalmaztam, mivel lakóépületeknél a 2,5-3,0 m belmagasság esetében a hőérzeti mérések azt mutatták ki, hogy ülő ember esetében 28 °C feletti mennyezet hőmérsékletek a diszkomfort érzet hangsúlyos megjelenését okozzák (7. fejezet). A hőigény lefedéséhez szükséges felületek alakulását a 2.8 – 2.10 ábra mutatja be különböző fűtési rendszerek esetében.



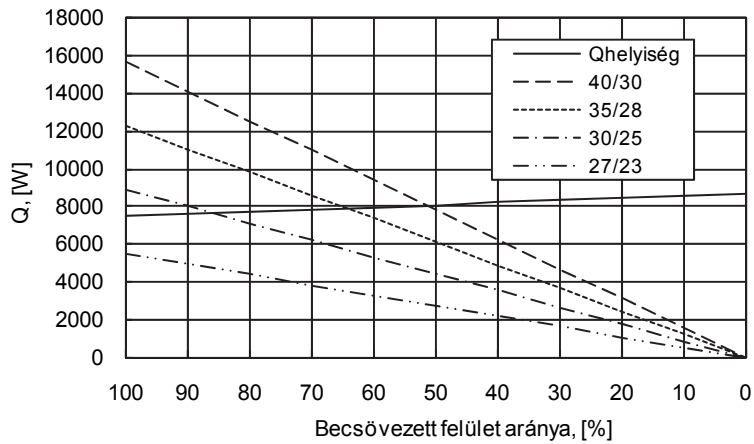
2.8 ábra Hőveszteség és leadott hőmennyiség alakulása falfűtés esetében

Ha a fűtőfelületeket a külső falon helyezük el, minél nagyobb a hőleadó felület annál kisebb lesz az épület hőigénye. Természetesen nem csövezhető be a teljes külső fal felülete, de egy 50%-os becsővezetés legtöbb esetben megvalósítható. A helyzet majdnem azonos a padlófűtés esetében, ahol egy 70%-os becsővezetés már jó eredményeket ad. Padlófűtés esetében viszont tartani kell a maximális 29 °C felületi hőmérsékletet is, ami újabb határt szab a leadható maximális hőmennyiség értéknek. Mennyezetfűtést ritkán alkalmaznak családi házaknál, azonban a mérések szerint ez a fajta fűtési mód is jó eredményeket ad, ha nem haladjuk meg a

28 °C felületi hőmérsékletet. Előnye ennek a fűtési módnak, hogy gyakorlatilag csaknem az egész rendelkezésre álló felület becsövezhető.

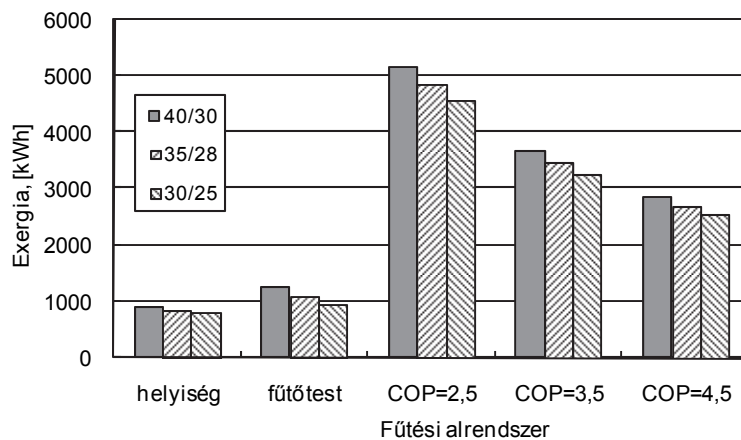


2.9 ábra. Hővesztések és leadott hőmennyiség padlófűtés esetében



2.10 ábra. Hővesztések és leadott hőmennyiség mennyezet fűtés esetében

Ezeknél a fűtési rendszereknél hatékonyan alkalmazhatjuk hőforrásként a hőszivattyúkat. Különböző COP értékek és hőfoklépcső értékek mellett a fűtési rendszer exergiafogyasztását falfűtést feltételezve a 2.11 ábra mutatja be.



2.11 ábra. Exergiafogyasztás falfűtés esetében

Amint látható hőszivattyúk alkalmazása esetében az exergiafogyasztás 67%-al csökken.

Amikor villamos energiát használunk fel az exergiafogyasztás számításához figyelembe kell venni a primer energia átszámítási tényezőt, ami Magyarországon 2,5 (TNM 7/2006 rendelet). Ha az alkalmazott hőszivattyú COP tényezője nagyobb, mint az átszámítási tényező akkor exergia megtakarítást érünk el. Az exergetikai hatásfok értékeit különböző COP tényezők mellett a 2.7 táblázat tartalmazza.

2.7 táblázat. A fűtési rendszerek exergetikai hatásfoka, a vályogépület felújítása után

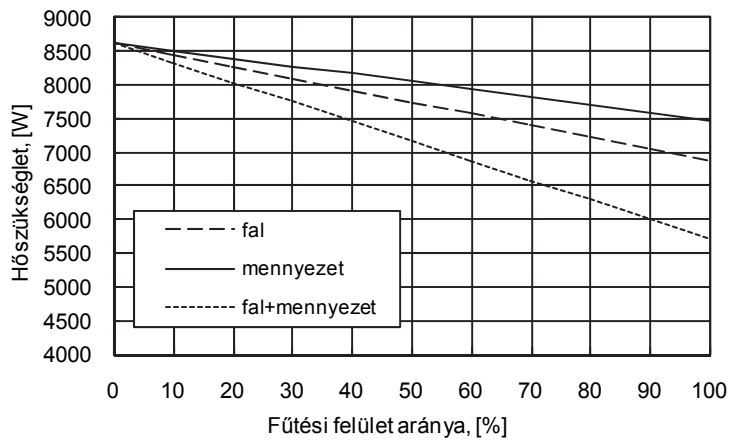
Hőfoklépcső, [°C]	Fűtési rendszer	Hőszivattyú, (COP = 2,5)	Hőszivattyú, (COP = 3,5)	Hőszivattyú, (COP = 4,5)
Falfűtés, 40/30	0.71	0,225	0,315	0.405
Falfűtés, 35/28	0.762	0.212	0.296	0.381
Falfűtés, 30/25	0.83	0.195	0.273	0.352
Mennyezetfűtés, 40/30	0.708	0.218	0.306	0.393
Mennyezetfűtés, 35/28	0.761	0.204	0.285	0.367
Mennyezetfűtés, 30/25	0.828	0.188	0.263	0.339
Mennyezetfűtés, 27/23	0.88	0.177	0.248	0.319

A legjobb fűtési megoldást, ami kifogástalan hőérzetet biztosít minimális exergiafogyasztás mellett e rendszerek együttes beépítésével érhetjük el. Például fal és padlófűtés esetében 30/25 °C, mennyezetfűtésnél 27/23 °C hőfoklépcsőt feltételezve, 50% padló és mennyezet becsővezésnél, 40% külső fal becsővezésnél az energia felhasználás és az exergia fogyasztás értékei a következőképpen alakulnak:

az épület hőszükséglete:	7347 W,
- a padlófűtés hőleadása:	1210 W ($t_{padló} = 22,4 \text{ °C}$)
- a falfűtés hőleadása:	3416 W ($t_{fal} = 25,5 \text{ °C}$)
- a mennyezetfűtés hőleadása:	2750 W ($t_{mennyezet} = 24 \text{ °C}$)
a fűtési napok száma:	122 nap,
energiaigény:	11697 kWh,
a fűtési rendszer exergetikai hatásfoka:	0.83,
exergia fogyasztás/hatásfok:	4679 kWh/0.187 (COP = 2.5),
exergia fogyasztás/hatásfok:	3342 kWh/0.274 (COP = 3.5),
exergia fogyasztás/hatásfok:	2600 kWh/0.352 (COP = 4.5).

2.5 Összefoglalás

Az 1990. év előtt épült családi házak hőtechnikai felújításával a fűtési energiaigények jelentősen csökkennek. Még akkor is, ha a meglévő fűtési rendszert nem cseréljük minden elemében teljesen újra, az energiamegtakarítások elérhetik az 50–60%-ot. Mint ahogy azt a 2.12 ábra is mutatja, ha a felújítás után felületfűtéseket alkalmazunk, akkor az épület hővesztesége tovább csökken (megfelelő technológia esetében fal és mennyezetfűtésnél akár a szakaszos üzemmód is alkalmazható). A vizsgált épületek esetében az energia-megtakarítások a hőtechnikai felújítások után, hőszivattyús felületfűtést alkalmazva elérték a 60-70%-ot. Különböző $\Sigma A/V$ tényezővel rendelkező családi házak esetén (0,85-1,2 m²/m³), több mint 55 ház típus-szerkezet kombinációt megvizsgálva (5 különböző ház típus és 11 különböző átlagos hőátbocsátási tényező 0,4-1,5 W/m²K között) megállapítottam, hogy az exergiafogyasztás energetikai felújítások után csaknem 90%-al is csökkenhet az eredeti állapotokhoz viszonyítva.



2.12 ábra. A vályogépület hőszükséglete felújítás után

3. FELÜLETFŰTÉSEK EXERGETIKAI VIZSGÁLATA FELFŰTÉSI IDŐSZAKBAN

3.1 Bevezetés

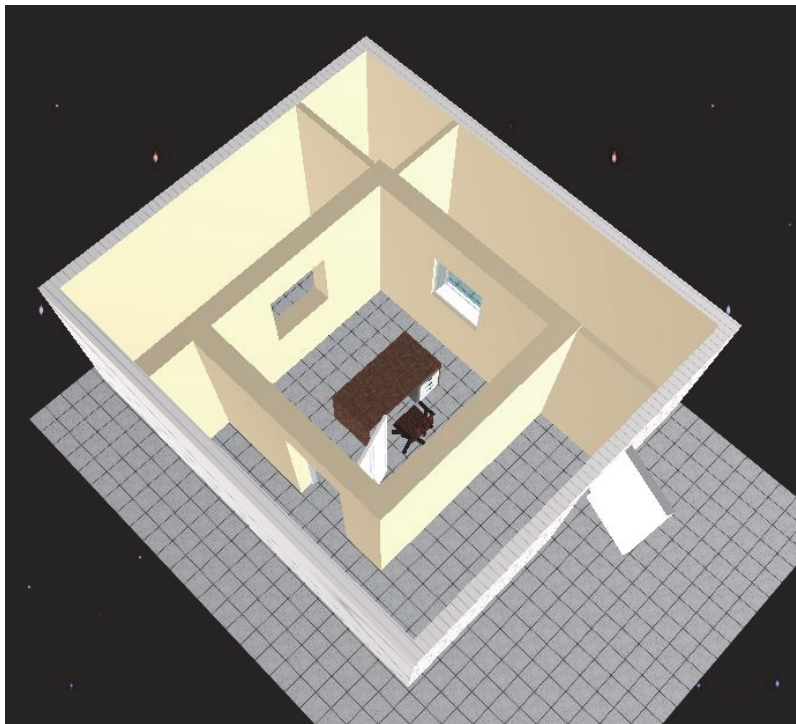
Az 2. fejezet eredményei alapján megállapítható, hogy a felületfűtésekkel ellátott épületek exergiaigénye minimális. Babiak és kutatótársai [17] vizsgálataik során bebizonyították, hogy a felületfűtés-felülethűtés esetében a hőérzeti viszonyok is jobbak, mint a hagyományos konvekciós fűtési rendszerek esetében. Olesen [20, 21], illetve Zöld és Kalmár [22] vizsgálták a felületfűtés szakaszos üzemeltetése során elérhető energia megtakarítás mértékét valamint a kialakuló mikroklíma elfogadását hőérzeti szempontból. A felületfűtési rendszereknek a hőtehetlensége eltérő és többnyire az alkalmazott technológia és üzemeltetési hőmérséklet függvénye. Fontos kérdés, hogy a felfűtési időszakban hogyan alakul az operatív hőmérséklet az egyes fűtési módok esetén és a felfűtés során adott energia befektetéssel mekkora hőmérsékletnövekedés érhető el. A Debreceni Egyetem Épületfizika Laboratóriumában kialakított mérőszoba alkalmas négy különböző fűtési mód vizsgálatára. Kutatásaim szempontjából a padló-, a fal- és a mennyezetfűtés vonatkozásában tartottam szükségesnek a felfűtést jellemző mikroklíma paraméterek vizsgálatát, azonban mintegy referencia értéknek elvégeztem a méréseket a hagyományos radiátoros fűtés esetében is. A mérések során a mért paraméterek a következők voltak: belső léghőmérséklet, külső léghőmérséklet, padló, külső fal, ablak, mennyezet felületi hőmérséklete, a fűtőközeg előremenő és visszatérő hőmérséklete, valamint a tömegárama. A mérések célja kizárólag a fűtési rendszerek által generált változások vizsgálata, ezért a mérések során a teszthelyiségben senki sem tartózkodott.

3.2 A mérés helyszíne

A mérések kivitelezésére egy speciálisan kialakított teszthelyiségben került sor (3.1 ábra). A teszthelyiség belső mérete: 3,0 m x 3,0 m x 2,5 m. Az „adiabatikus” kamra 200 mm-es vastagságú, önhordó szendvics szerkezetű, porfestett sima lemez fegyverzetű, a fegyverzetek között sima poliuretán hab kitöltésű panelekből épült. Az egyes elemek egymásba tolható csap-hornyos kialakítással kapcsolódnak. A sarkoknál és a tetőnél a 90°-ban kapcsoló elemek külső és belső takaró lemezekkel kerültek rögzítésre. A panelek közötti rések a szereléskor PUR habbal kerültek kitöltésre. A beépített panelek OÉTI és ÉME engedéllyel rendelkeznek. A panel hőátbocsátási tényezője $U=0,16 \text{ W/m}^2\text{K}$, a hab sűrűsége $38...43 \text{ kg/m}^3$, a habosítás FCKW mentes anyaggal történt.

A teszthelyiség és az „adiabatikus” kamra közötti térben különböző hőmérséklettel rendelkező terek alakíthatók ki. Mint ahogy az ábra alapján megfigyelhető a mérőkamra egyik falszerkezete csak külső falként, egy másik falszerkezet külső vagy belső falként funkcionálhat. A másik két falszerkezet mindig belső falként működik. A „külső” tereket kézzel könnyen mozdítható falakkal választjuk el egymástól, amelyeket csak a mérések

idejére illesztünk megfelelően a helyükre attól függően, hogy egy vagy két külső fallal rendelkező helyiségben szeretnénk mérni. A válaszfalak alatt a külső tér felső burkolata megszakad, hogy elkerüljük a folyamatos födémen kialakuló hőáramokat.



3.1 ábra. Teszthelyiség az adiabatikus kamrában

A válaszfalakat közvetlenül az úsztatott födém alatt elhelyezett polisztirol rétegre helyeztük el. A mérőkamra mennyezete és padló szerkezete úgy van kialakítva, hogy a nemkívánatos hőhidakon kialakuló hőáramok minimálisak legyenek. A mérőkamra és a hűtőkamra mennyezete ugyanazon hűtőpanelekből készült, de a folytonosság meg van szakítva megfelelő vastagságú, PUR habbal kitöltött, rés által. A padló szerkezetnek csak a -0,6 m-en elhelyezett alapja közös. Az erre elhelyezett felső rétegek több réteg polisztirol közbeiktatásával kerültek elhelyezésre. A külső tér felső beton rétege olyan adalékanyaggal lett kialakítva, amely biztosítja a réteg számára a dilatáció felvételét. A mérőkamra falszerkezete egy 4 cm vastag parafa réteg közbeiktatásával került elhelyezésre a 10 cm magas alapra, amely úgy a belső, mint a külső oldalon 3-3 cm vastag hőszigetelő réteggel van ellátva (polisztirol a belső, poliuretán a külső oldalon). Ezáltal, várhatóan a falak pereme mentén minimális lesz a hőhidhatás. A falszerkezet 30 cm tömör téglából készült és a belső oldalon 2 cm mészvakolattal, külső oldalon pedig 2 cm cementvakolattal van ellátva. Ennek a szerkezetnek a hőátbocsátási tényezője $U_{bf} = 1,67 \text{ W/m}^2\text{K}$.

A „külső tér” hőmérséklete $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ és $+32 \text{ }^\circ\text{C}$ között, egy központi csoportaggregátos hűtőberendezés segítségével, állítható. Ezáltal a mérsékelt kontinentális éghajlatra vonatkozó téli klimatikus jellemzők szimulálhatók. Nyári klimatikus viszonyok esetén a direkt és szórt sugárzási viszonyok nem szimulálhatóak.

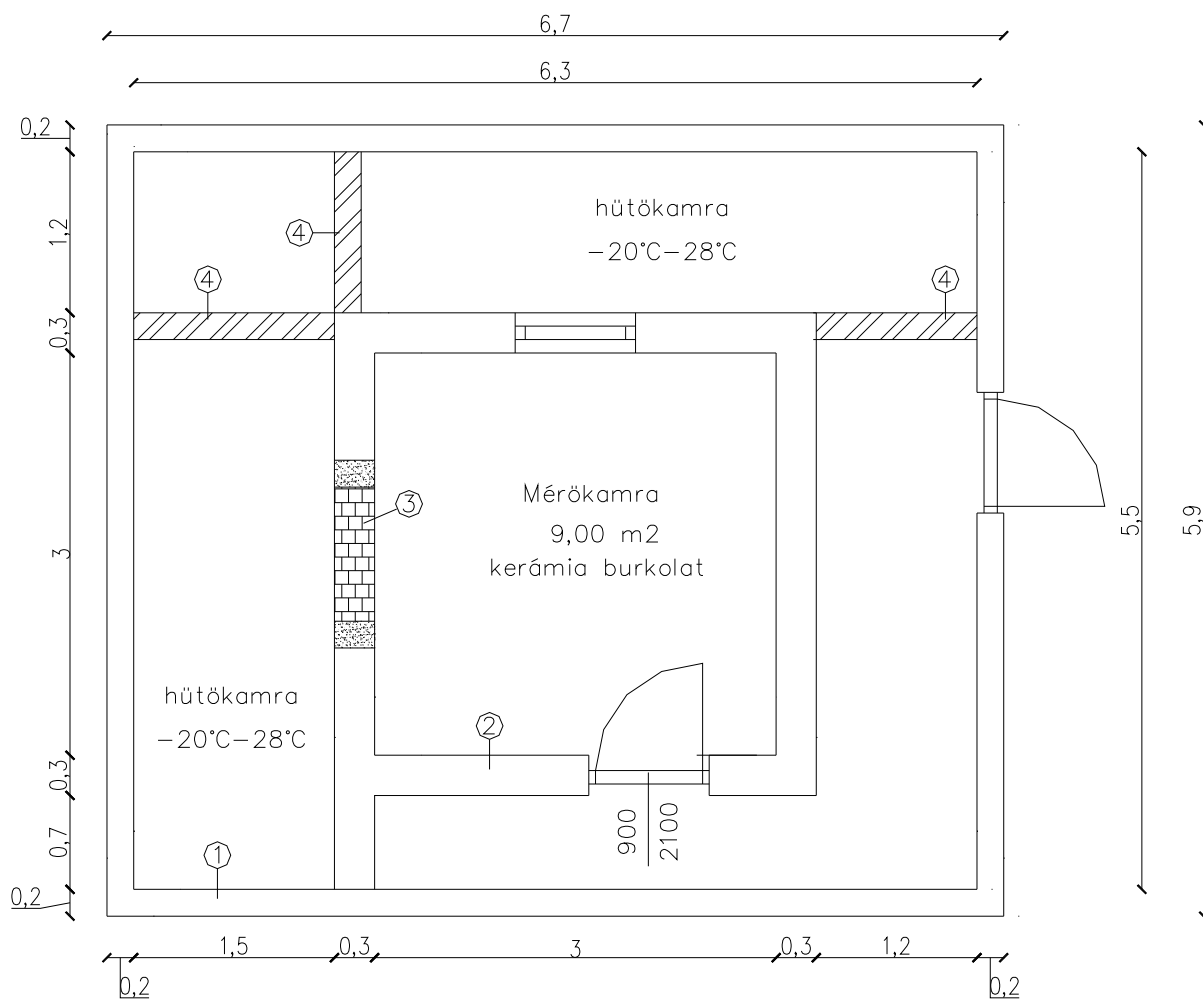
A „külső teret” szimuláló terekben az elpárolgatók akár $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ hőmérsékletet is előidézhetnek, míg a „belső térben” elhelyezett elpárolgató $+5 \text{ }^\circ\text{C}$ -ig tudja lehűteni a levegőt, ha a mérés ezt szükségessé teszi. Ugyanezekben a terekben villamos fűtés is van elhelyezve, melynek célja az, hogy akár $+28 \text{ }^\circ\text{C}$ levegőhőmérséklet is előidézhető legyen. A hűtőberendezés működését, vagyis a kért hőmérséklet értékeket, a vezérlőszekrényben elhelyezett PLC segítségével szabályozzuk. Az elpárolgatók elektromos fűtőbetétekkel

vannak ellátva, amelyek a jég leolvastását biztosítják, amely a levegőből a lamellákon kicsapódó nedvességből keletkezik.

Az így kialakított mérőszoba hőszükséglete 20 °C belső hőmérséklet és -15 °C „külső hőmérséklet” mellett 1011 W . Ezt a hőigényt a helyiségben elhelyezett különböző típusú fűtési berendezéssel fedezzük: mennyezetfűtés, padlófűtés, falfűtés, radiátoros fűtés. Ezek külön-külön is és együttesen is üzemeltethetők.

A hőforrás egy több lépcsőben állítható, maximum 6 kW teljesítménnyel rendelkező, LAING elektromos fűtőkazán. A rendszer térfogatát egy 200 l -es Viessmann tároló tartály növeli. A kazán keringető szivattyúja akkor kapcsol be, amikor a tartályban a hőmérséklet a kívánt érték alá csökken. A fűtési rendszer működési paraméterei egy DDC segítségével vannak szabályozva. Lehetőség van értéktartó és időjárás követő szabályozásra.

A mérőkamra egyik falszerkezetében egy műanyag kerettel és hőszigetelt üveggel-, $100\text{ cm} \times 120\text{ cm}$ méretekkel rendelkező ablakot helyeztünk el.



1. Hűtőkamra falszerkezeti anyag
2. Tömör téglafalazat 30 cm
3. $1 \times 1\text{ m}$ -es kibontható falazat
4. Jó hőszigetelésű kézzel mozdítható falazat

3.2. ábra Az épületfizika labor sémája

A mérések során a friss levegő mennyiségét a teszthelyiségbe egy kettős hővisszanyeréssel rendelkező „fent-fent” LVR szellőzési rendszer segítségével biztosítottam. A friss levegő a 3,0 m széles és közel 100,0 m hosszú laborfolyosóról kerül bevezetésre az első hővisszanyerőn keresztül a teszthelyiség és az „adiabatikus” kamra közötti tér „belső térrészébe” ahonnan a második hővisszanyerőn keresztül kerül bevezetésre a teszthelyiségbe. A hatalmas légtér fogat egy közel állandó hőmérsékletű levegőt biztosított számomra a mérések során. A kettős hővisszanyerés kiépítésének pedig az volt a célja, hogy a szellőzési rendszer energetikai szempontból ne zavarja túlságosan meg fűtési rendszer működését. A feladat tehát a mérőkamrában elhelyezett különböző fűtési rendszerek összehasonlítása volt a felfűtési időszakban. Egy mérés intervallumát három órára választottam, és ez alatt a felfűtési időszak alatt vizsgáltam a mérőkamrában a hőmérsékletváltozásokat, hogy megállapítható legyen a mért adatokból a befektetett energia és a várható hőérzeti érték. A mérések úgy kerültek kialakításra, hogy mindazon értékek, melyek a számításokhoz szükségesek mért adatként álljanak rendelkezésre.

3.3 Alkalmazott mérőműszerek

A mérések során az alábbi műszereket alkalmaztam:

- Testo 175-H2
- Testo T2 tapintó hőmérő
- Testo 175-T3
- Testo 445
- TA CBI
- Keithley 2700 Multiméter, 7708 Card Model-el

A mérőműszerek műszaki paramétereit az *1. Melléklet* tartalmazza.

Loggerrel mért adatok:

Loggerek elhelyezésekor ügyelni kellett arra, hogy bizonyos időre van szükségük, hogy a körülöttük lévő levegő hőmérsékletét felvegyék.

Belső levegő hőmérséklet érzékelője (1,1 m magasságban)

Megfelelő állványzatra került elhelyezésre, hosszú távú rögzítésről nem volt szükséges gondolkodni, mivel minden mérés előtt és után az adatokat számítógépnél ki kellett olvasni és a loggert újra programozni.

Külső levegő hőmérséklet érzékelője

A külső ablakpárkányon került elhelyezésre.

Fűtési előremenő és visszatérő közeg hőmérsékletérzékelő

A külső szabályzó kör fűtési csöveinek két olyan pontján kerültek elhelyezésre a felületi hőmérsékletérzékelők ahol tiszta rézfelülettel tudtak érintkezni.

Testo 445 kombinált műszerrel mért adatok:

- Légsebesség 1,1 m magasságban;
- Légsebesség a légbevezető nyílásban;
- Légsebesség derékmagasságban.

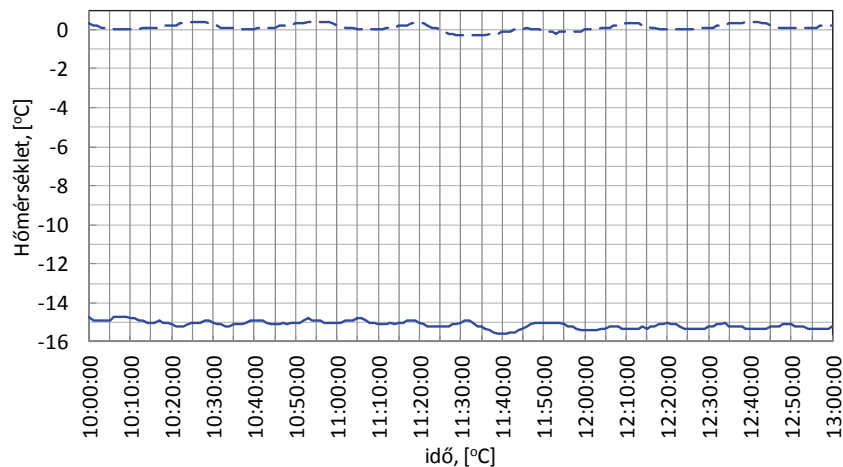
TA CBI műszerrel mért tömegáram:

A visszatérő vezetékbe épített TA szelepen történt a térfogatáram mérése.

3.4 Mérési eredmények

3.4.1 „Külső hőmérséklet”

A méréseket két „külső hőmérséklet” mellett végeztem el: -15 °C mellett (az Északkelet magyarországi területre vonatkozó külső hőmérséklet tervezési értéke) és 0 °C (a Január hónapra vonatkozó átlagos külső hőmérséklet). A 3.3 ábrában látható, hogy a tervezett külső hőmérséklet értékeiben kis változások léptek fel, ami leginkább a hűtési rendszer szabályozási hiszterézisének köszönhető. Megállapítható, hogy a hőmérsékletingadozások nem befolyásolhatták a teszthelyiségben mért adatokat egyrészt mivel abszolút értékben kis változásokról van szó, másrészt a teszthelyiség falszerkezetének csillapítása és késleltetése miatt sem.

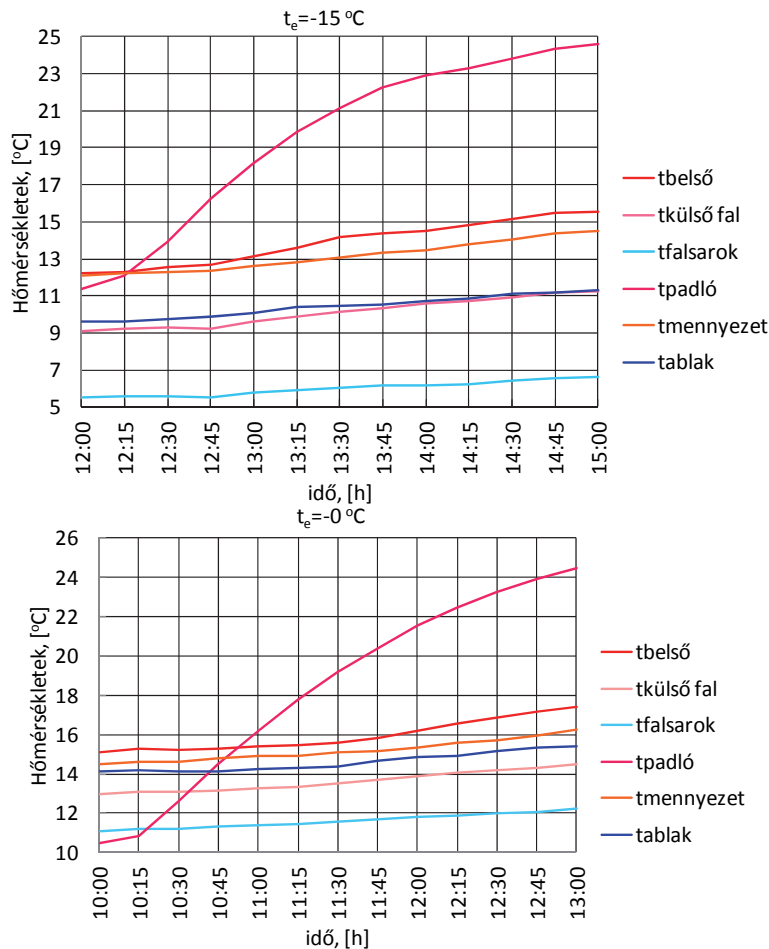


3.3 ábra Külső hőmérséklet alakulása a mérés során

3.4.2 Padlófűtés

A teszthelyiségben REHAU padlófűtés van elhelyezve 15 cm csőosztással. A mért hőmérséklet értékek alakulását a 3.4 ábra mutatja be. Látható, hogy -15 °C „külső hőmérséklet” mellett $13,2\text{ °C}$ padlőhőmérséklet emelkedést mértem a 3 órás mérés alatt. A padlőhőmérséklet emelkedése $3,3\text{ °C}$ emelkedést generált a léghőmérsékletben, $2,2\text{ °C}$ emelkedést a külső fal felületi hőmérséklete esetében, $1,1\text{ °C}$ -t emelkedett a falsarok hőmérséklete, $2,4\text{ °C}$ -al emelkedett a mennyezet felületi hőmérséklete és az ablak felületi hőmérséklete is emelkedett $1,7\text{ °C}$ -al. A befűjt friss levegő hőmérséklete követte a belső levegő hőmérsékletének alakulását és mintegy 2 °C -al volt magasabb a mérés végén, mint a mérés kezdetén.

A 0 °C külső hőmérséklet mellett mért hőmérsékletnövekedések elmaradnak az előbb felsorolt értékeknél: 14 °C -al növekedett a padlőhőmérséklet, $0,6\text{ °C}$ -al növekedett a léghőmérséklet, $1,1\text{ °C}$ -al a külső fal hőmérséklet, $0,9\text{ °C}$ -al a falsarok belső felületi hőmérséklete, $1,1\text{ °C}$ -al a mennyezet felületi hőmérséklete és $0,6\text{ °C}$ -al növekedett az ablak felületi hőmérséklete. A befűjt friss levegő hőmérséklete $0,6\text{ °C}$ -al volt magasabb a mérés végén, mint a mérés kezdetekor.



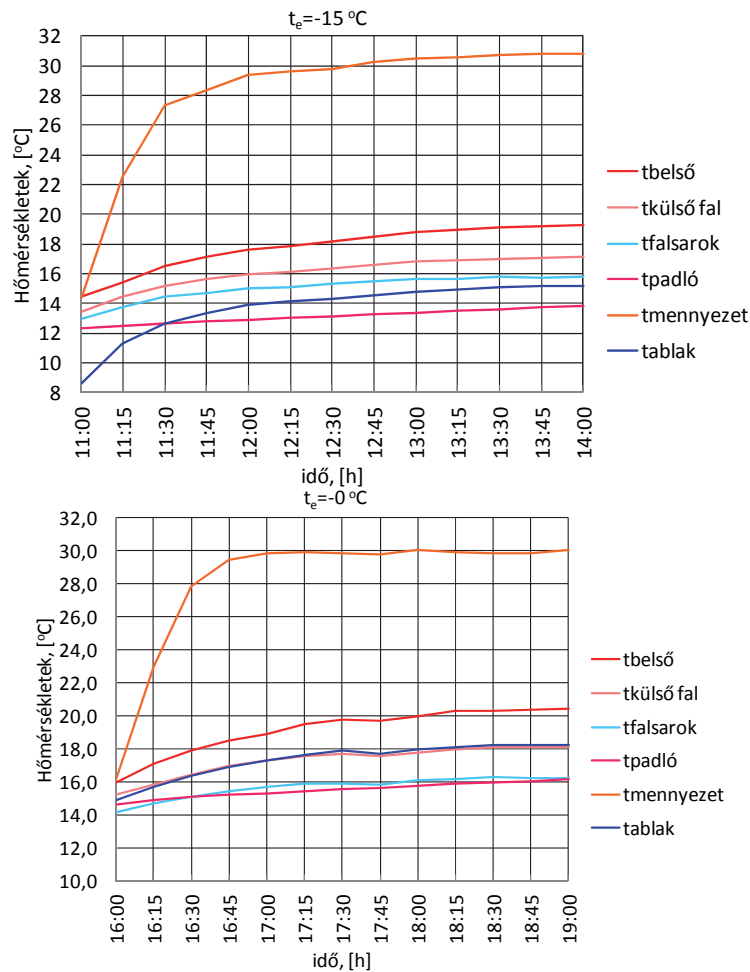
3.4 ábra Hőmérsékletek alakulása padlófűtés esetében

3.4.3 Mennyezetfűtés

A teszhelyiségben egy BEKA kapillárcsöves mennyezetfűtés van elhelyezve. A fűtőszőnyeget alig néhány mm vastagságban takarja a vakolat. A mért hőmérsékletek értékeit a 3.5 ábra mutatja be. Látható, hogy a három órás mérés alatt a mennyezet hőmérséklete -15 °C külső hőmérséklet mellett $16,4\text{ °C}$ -t emelkedik, $4,8\text{ °C}$ -t emelkedik a léghőmérséklet, $3,7\text{ °C}$ -t emelkedik a külső fal belső felületi hőmérséklete, $2,9\text{ °C}$ -t a falsarok belső felületi hőmérséklete, $1,5\text{ °C}$ -t a padlőhőmérséklet és az ablak hőmérséklete is $4,7\text{ °C}$ -t emelkedett. A friss levegő hőmérséklete a mérés végén $4,3\text{ °C}$ -al volt magasabb, mint a mérés kezdetén.

Ha a külső hőmérséklet 0 °C volt a mennyezet felületi hőmérséklete $14,2\text{ °C}$ -t emelkedett, ami a három órás mérés alatt $4,5\text{ °C}$ -al emelte a léghőmérsékletet, $2,8\text{ °C}$ -al a külső fal belső felületi hőmérsékletét, $2,1\text{ °C}$ -al emelte a falsarok belső felületi hőmérsékletét, $1,5\text{ °C}$ -al a padlőhőmérsékletet és $3,3\text{ °C}$ -al az ablakhőmérsékletet. A friss levegő hőmérséklete mintegy $4,5\text{ °C}$ -al volt nagyobb a mérés végén, mint a mérés kezdetén.

Látható, hogy a mennyezetfűtés esetén a fűtőfelület hőmérséklete nagyrészt az első fél órában emelkedett, majd egy óra után már alig változott. Ezzel szemben a padlófűtés esetében a mérés teljes időtartama alatt folyamatosan emelkedett a hőmérséklet. Mindkét fűtési mód esetében a magasabb „külső hőmérséklet” mellett minden hőmérsékletnövekedés érték kisebb volt.



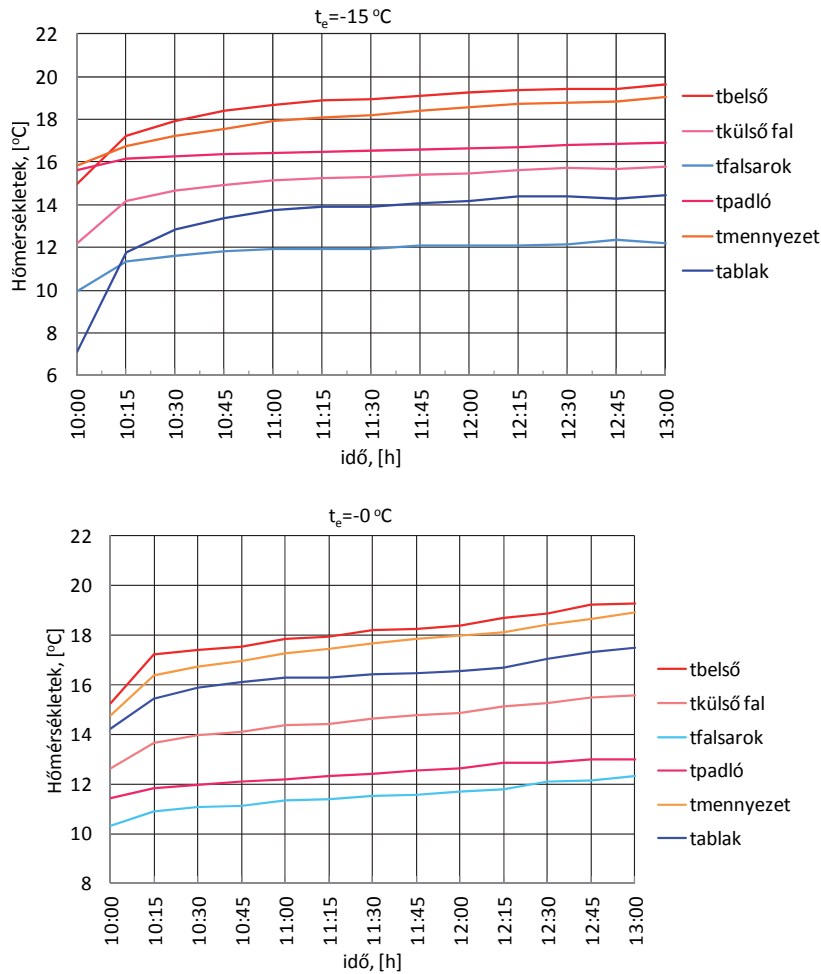
3.5 ábra Hőmérsékletek alakulása mennyezetfűtés esetében

3.4.4 Radiátorfűtés

A teszhelyiségben egy 600x600 Dunafer DK 22 típusú radiátor van elhelyezve a nyílászáró alatt. A mért hőmérsékletek értékeinek változását mutatja be az 3.6 ábra. Látható, hogy -15 °C „külső hőmérséklet” mellett a léghőmérséklet $4,63\text{ °C}$ -t emelkedett. Ezzel együtt a külső falszerkezet belső felületi hőmérséklete $3,54\text{ °C}$ -t, a falsarok belső felületi hőmérséklete $2,22\text{ °C}$ -t, a padlőhőmérséklet $1,24\text{ °C}$ -t, a mennyezet hőmérséklete $3,16\text{ °C}$ -t, az ablak hőmérséklete $7,34\text{ °C}$ -t emelkedett. A helyiségbe bevezetett friss levegő hőmérséklete a mérés végére $4,07\text{ °C}$ -t emelkedett.

Ha a külső hőmérsékletet 0 °C -ra állítottam be a léghőmérséklet $3,98\text{ °C}$ -t emelkedett és ezzel egy időben a külső falszerkezet belső felületi hőmérséklete $2,95\text{ °C}$ -t, a falsarok belső felületi hőmérséklete $1,97\text{ °C}$ -t, a padlőhőmérséklet $1,53\text{ °C}$ -t, a mennyezet $4,12\text{ °C}$ -t, az ablakhőmérséklet $3,25\text{ °C}$ -t emelkedett. A helyiségbe bevezetett friss levegő hőmérséklete a mérés végén $3,4\text{ °C}$ -al volt nagyobb, mint a mérés kezdetén.

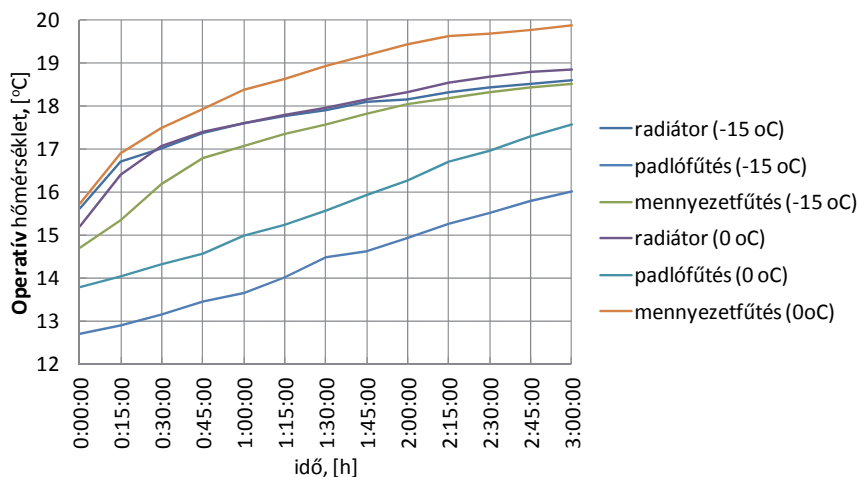
Látható, hogy ebben az esetben is a mért hőmérséklet értékek többségének emelkedése akkor volt nagyobb, mikor a külső hőmérséklet kisebb volt. Ugyanakkor az ablak felületi hőmérsékletének emelkedése jóval nagyobb, mint az előző méréseknél, hiszen a radiátor által felmelegített levegő az ablak előtt emelkedik fel. Ennek hőérzeti szempontból, mindenképpen van jelentősége, hiszen az ablak az egyik legkisebb felületi hőmérséklettel rendelkező határolószerkezet. Az ablak felületi hőmérsékletének nagymértékű emelkedése csökkenti az egyén által sugárzással leadott hőmennyiséget és az aszimmetrikus sugárzás kockázatát.



3.6 ábra Hőmérsékletek alakulása radiátorfűtés esetében

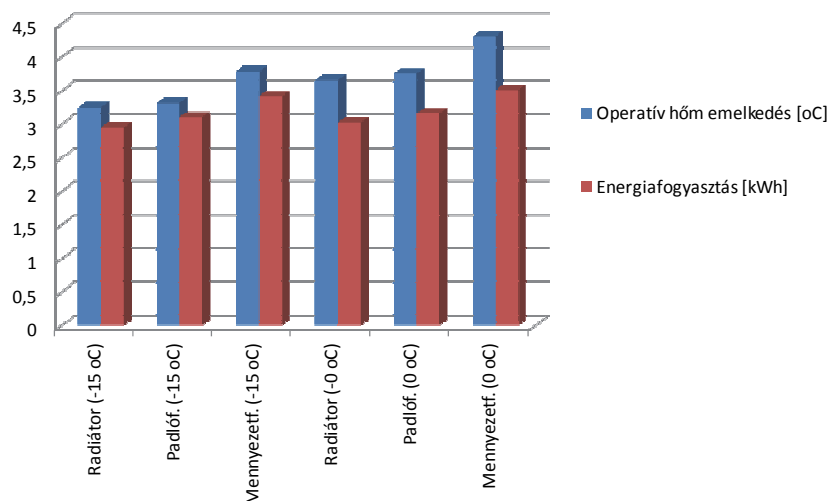
3.5 Mérések értékelése

A mérések alapján látható, hogy a teszthelyiségben a léghőmérséklet és a határolószervezetek felületi hőmérséklete miként változott a mérések időtartama alatt. Ezeket az adatokat felhasználva meghatározható a közepes sugárzási hőmérséklet a padló középpontjában ülő helyzetre vonatkozóan, illetve az operatív hőmérséklet is számítható. Ez utóbbi alakulását mutatja be a 3.7 ábra.



3.7 ábra Az operatív hőmérséklet alakulása a teszthelyiségben

A mérések pontosan egyazon hőmérsékletről való indítása nem volt céлом. A vizsgálat célja kizárólag az egyes fűtési rendszerekkel elérhető hőfoknövekedés és az ehhez tartozó energiamennyiség meghatározása volt. Látható, hogy a mérések indítási hőmérsékletei között így 2-3 °C eltérés volt. Az operatív hőmérséklet emelkedését, illetve a felhasznált energiamennyiséget mutatja be a 3.8 ábra.



3.8 ábra Operatív hőmérséklet emelkedése és a felhasznált energiamennyiség

Az egyes fűtési rendszerek esetében az operatív hőmérséklet emelkedésének sebességét, illetve a befektetett energiával elért operatív hőmérsékletemelkedést mutatja be az 3.1 táblázat.

3.1 Táblázat Az elemzett fűtési rendszerek hőtehetetlenségének jellemzői

Fűtési rendszer típusa	radiátor	padló	mennyezet	radiátor	padló	mennyezet
Külső hőmérséklet	-15 °C			0 °C		
Az operatív hőmérséklet emelkedésének sebessége [°C/óra]	1,083	1,103	1,263	1,217	1,250	1,433
Elért operatív hőmérséklet növekedés/befektetett energia [°C/kWh]	1,102	1,068	1,112	1,208	1,187	1,225

3.6 Összefoglalás

A teszhelyiségben végzett mérések alapján meghatároztam padló-, mennyezet- és radiátor fűtés esetében az operatív hőmérsékletnövekedés sebességét, illetve az 1 °C operatív hőfokemelkedéshez tartozó fajlagos energiafogyasztást két különböző külső hőmérséklet mellett. Úgy a hőfoknövekedés sebessége, mint a fajlagos energiafogyasztás szempontjából a legjobb eredményt a mennyezetfűtés esetében kaptam. A magasabb külső hőmérséklet nagyobb operatív hőfokemelkedési sebességet, de ugyanakkor nagyobb fajlagos energiafogyasztást eredményezett. Az üzemeltetési hőmérséklet -15 °C „külső” hőmérséklet mellett a padló és a mennyezetfűtés esetében 40/30 °C, a radiátorfűtés esetén 50/45 °C. A fűtőközeg átlagos hőmérséklete tehát 35 °C volt a felületfűtések esetében és 47,5 °C a radiátorfűtés esetén. Ennek egyik következménye az, hogy az exergiafelhasználás radiátorfűtés esetén nagyobb lett. A felhasznált energiát 0,162 szorzóval kell figyelembe venni a felületfűtés és 0,195 szorzóval a radiátorfűtés esetén (ha a referenciahőmérséklet 258

K). Ennek megfelelően 1 kWh exergiafogyasztással 6,6 °C körüli operatív hőmérsékletnövekedést érhetünk el padlófűtéssel, 6,8 °C-t mennyezetfűtéssel és 5,6 °C-t érünk el radiátorfűtés esetén. Ha a külső hőmérsékletet 0 °C-ra állítottam be, akkor az üzemeltetési előremenő/visszatérő hőmérséklet 40/37 °C volt a radiátoros fűtés esetén és 33/30 °C a felületfűtések esetén. Az exergetikai váltószámok ebben az esetben 0,171 radiátorfűtésnél és 0,152 padló- és mennyezetfűtésnél. Ennek megfelelően 1 kWh exergiabefektetéssel ebben az esetben 7,06 °C operatív hőmérsékletemelkedést érünk el radiátorfűtéssel, 7,8 °C-t padlófűtéssel és 8,06 °C-t mennyezetfűtéssel. A tömegáram első esetben 200 l/h volt, második esetben pedig 300 l/h. Az energetikai és exergetikai számításokat a 3.2 táblázatban foglaltam össze. Megállapítottam, hogy az energiafogyasztás ugyan több volt 0 °C külső hőmérséklet mellett, mint -15 °C mellett, de az exergiafogyasztás 7,3-10,2%-al csökkent.

3.2 Táblázat

Energetikai és exergetikai adatok

	R (-15 °C)	P (-15 °C)	M (-15 °C)	R (0 °C)	P (0 °C)	M (0 °C)
felhasznált energia [kWh]	2,95	3,1	3,409	3,020631	3,16	3,51
víz fajhője c [J/kgK]	4180	4180	4180	4180	4180	4180
térfogatáram [l/óra]	200	200	200	300	300	300
tömegáram, [kg/s]	0,0547	0,0547	0,0547	0,082	0,082	0,082
$t_{\text{fűtés előre}}$, [°C]	50	40	40	40	33	33
$t_{\text{fűtés vissza}}$, [°C]	45,7	35,5	35	37	30	29,6
Δt , [°C]	4,3	4,5	5	2,9	3	3,4
„Külső” hőmérséklet, [°C]	-15	-15	-15	-15	-15	-15
Referencia hőmérséklet, K	258	258	258	258	258	258
Átlag közeg hőmérséklet, K	320,85	310,75	310,5	311,5	304,5	304,3
Exergia fogyasztás, [kWh]	0,5778	0,5262	0,5764	0,3733	0,3268	0,3611
Exergia kevesebb %				10,22	8,29	7,34
Energia több %				2,39	1,93	2,96

Tekintettel a kapott eredményekre a továbbiakban fontosnak tartottam élőalanyos hőérzeti mérések elvégzését mennyezet- és padlófűtések szakaszos üzemeltetése esetén.

4. ALKALMAZOTT FŰTÉSI RENDSZER HATÁSA A LÉGCSERESZÁMRA

4.1 Bevezetés

Az alacsony energiafogyasztású épületek egyik ismérve a légtömörség. A néhány évtizede épült épületek nyílászárói olyan légáteresztéssel rendelkeztek, hogy a filtrációs hőveszteség meghatározása a hőszükséglet számításának része volt. Napjainkban a nyílászárók légáteresztése a nullához közelít. Ez hozzájárul az energiaigény minimalizálásához, viszont a friss levegő mennyiséget kontrolált módon kell az épületbe juttatni. Nagy légtömörségű ablakokat alkalmaznak meglévő épületek felújításánál is, azonban ezekben az esetekben sokszor elmarad a megfelelő gépi szellőzés kiépítése. A lakóépületek többségében a friss levegőt az ablakok nyitásával juttatják az épületbe. A gyakorlat azt bizonyította, hogy az épületfelújítások után a lakók nem voltak elégedettek a levegő minőségével és sokszor penészesedés alakult ki [23, 24]. Meglévő épületeknél a nyílászárók cseréjével egy időben megfelelően hőszigetelni kell a tömör szerkezeteket és megfelelő szellőzői rendszert kell kialakítani [25]. Magyarországon az épületfelújítási programoknak köszönhetően számos lakást újítottak fel hőtechnikai szempontból [26]. Előfordultak olyan esetek, amikor az épületfelújítás kizárólag az ablakcserére korlátozódott. Ezekben az esetekben a számított energia megtakarítást nem érték el. Ennek egyik oka az, hogy a tulajdonosok jóval többet nyitottak ablakot, mint felújítás előtt és egy-egy ablaknyitás során a lakás teljes légtérfogata kicserélődött. Ezzel megelőzték a kondenzációt és a penészképződést, de a friss levegő felmelegítésre nagy mennyiségű hőre volt szükség. A levegőben lévő többlet vízgőzt a nyílászárók keretszerkezetében elhelyezett speciális elemek segítségével eltávolíthatjuk [27], de ezzel még nem biztosított a légzéshez szükséges friss levegő mennyisége. Felmerült a kérdés, hogy lehetséges lenne-e megfelelő légcserét biztosítani a nyílászárók keretszerkezetében elhelyezett légbevezető és légelvezető nyílások segítségével. A Debreceni Egyetem Épületfizika Laboratóriumában kialakított teszthelyiség ablakának tokszerkezetében kialakítottam légbevezető és légelvezető nyílásokat, majd méréseket végeztem a légcsereszám megállapítására annak érdekében, hogy meghatározzam milyen összefüggésben áll a gravitációs felhajtóerő által létrehozott „természetes szellőzés” térfogatárama a helyiségben működő fűtési rendszer típusával (konvekciós, sugárzó). Az ablak 90x120 méretekkel rendelkezik és eredeti állapotában légbevezető, illetve légelvezető nyílások nem voltak kialakítva.

4.2 Mérés helyszíne

Első lépésként a kialakítandó nyílások méretét határoztam meg. Azt feltételeztem, hogy a bevezetett levegő tömegárama egyenlő a kivezetett levegő tömegáramával:

$$\dot{m}_{be} = \dot{m}_{ki} \quad (4.1)$$

A résen történő átáramlás esetében a rendelkezésre álló nyomáskülönbség a dinamikus nyomásból számítható:

$$\Delta p = \rho \frac{v^2}{2} \quad (4.2)$$

ahol ρ a levegő sűrűsége, $[\text{kg}/\text{m}^3]$, v – a levegő áramlási sebessége, $[\text{m}/\text{s}]$.

A (4.1), (4.2) összefüggések alapján meghatározható a légbevezető nyíláson átáramló tömegáram összefüggése:

$$\dot{m} = \mu A \sqrt{(\rho_e - \rho_i) g \frac{h}{2}} \quad (4.3)$$

ahol: A – a rés keresztmetszete, $[\text{m}^2]$, ρ_e – a külső levegő sűrűsége, $[\text{kg}/\text{m}^3]$, ρ_i – a belső levegő sűrűsége, $[\text{kg}/\text{m}^3]$, h – szintkülönbség a légelvezető és a légbevezető nyílások között, $[\text{m}]$, μ – a nyílás kialakításától függő korrekciós tényező.

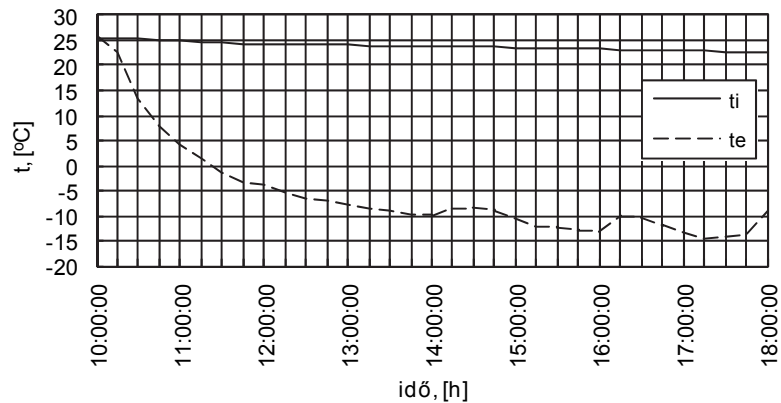
Meglévő légbevezető és légelvezető nyílások esetén a légcseré gyakorlatilag a nyílások keresztmetszetétől, illetve a belső-külső léghőmérséklet különbségtől függ. Szélnyomás hiánya esetén, amikor a légcseré kizárólag a sűrűségkülönbség miatt alakul ki, a legkisebb légcsereszámot a fűtési idény során a fűtési határhőmérséklet mellett kapjuk. Feltételeztem, hogy a belső hőmérséklet $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ a határhőmérséklet pedig $t_e = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. A minimális légcsereszám, amit szükségesnek tartottam elérni $1,0 \text{ h}^{-1}$ volt ($22,5 \text{ m}^3$ helyiség). Mivel a rés kialakításától függő μ tényezőre vonatkozóan pontos értéket nem tudtam megállapítani első közelítésben azt feltételeztem, hogy $\mu=1$. A (4.3) összefüggést alkalmazva a szükséges keresztmetszet $A=0,004873 \text{ m}^2$ -re adódott. Ha a szellőző nyílások magasságát 1 cm -re vesszük, akkor a szükséges keresztmetszet 50 cm hossz mellett biztosított. Miután meghatároztam a légbevezető és elvezető nyílások szükséges méreteit, ezek kialakításra kerültek a teszthelyiség ablakkeretének alsó és felső részén. A teszthelyiségben található padló-, mennyezet- és radiátor fűtés üzemeltetése mellett méréseket végeztem a kialakuló légcserére vonatkozóan. A mérések során a mért paraméterek a következők voltak: belső és külső léghőmérsékletek, külső fal, padló és mennyezet felületi hőmérsékletei, glóbusz hőmérséklet, a belépő levegő sebessége, a fűtőközeg előremenő- és visszatérő hőmérséklete, valamint a fűtőközeg tömegárama.

4.3 Mérési eredmények

4.3.1 A μ tényező

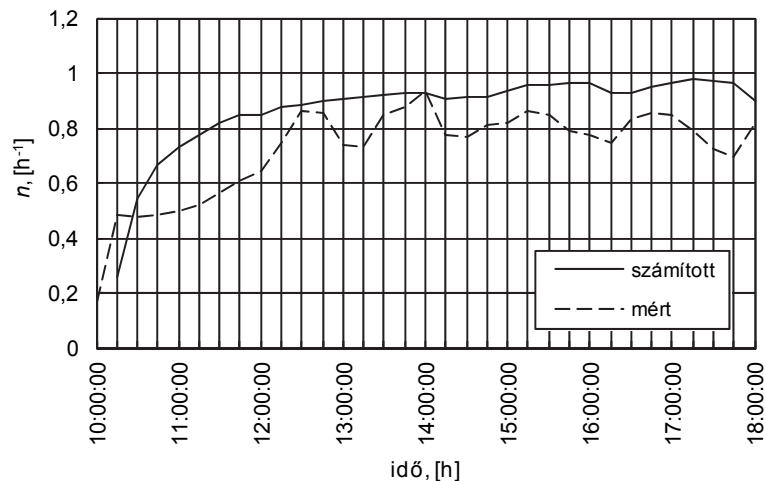
A fűtési rendszer-légcsereszám összefüggéseit vizsgáló mérésorozat előtt szükséges volt méréseket végezni a μ tényező pontos értékének meghatározása érdekében. Ezt a tényezőt a valós beáramló térfogatáram és a számított térfogatáram arányaként értelmeztem. Annak érdekében, hogy kizárjam a teszthelyiségben működő fűtési rendszer hatását a mérések során kizárólag a „külső” hőmérsékletet változtattam. A „külső” térben statikus jellegű hűtési rendszer van elhelyezve, mely a levegő gépi mozgatásának hiányában biztosította a természetes légmozgást, ami a sűrűségkülönbségből alakult ki. Mivel a teszthelyiségben nem működött fűtési rendszer a mérések során általában közel $2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ -t csökkent a hőmérséklet. A külső hőmérséklet pedig a $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ értéket átlagosan $3,0$ óra elteltével érte el. A mérést háromszor végeztem el. A külső-belső hőmérséklet változását a 4.1 ábra tartalmazza. Mivel a hőmérséklet értékek változtak a légbevezető és elvezető nyílásokon keresztül be-, illetve kiáramló levegő térfogatárama is változott. A hőfokkülönbségek alapján számítható a szellőzési térfogatáram elméleti értéke ($\mu=1$ mellett). A mérések során a légbevezető nyílásban kilenc ponton rögzítésre kerültek a légsebességek és a megfelelően meghatározott átlagsebesség alapján megállapítható volt a szellőző levegő térfogatáramának valós értéke. A

valós és az elméleti térfogatáram alapján számítható a légbevezető részre vonatkozó μ tényező értéke.



4.1 ábra Külső és belső léghőmérsékletek

Az elméleti és a valós térfogatáram értékek alapján ismerve a teszthelyiség térfogatát megállapítható az elméleti és a valós légcsereszám értéke (4.2 ábra).

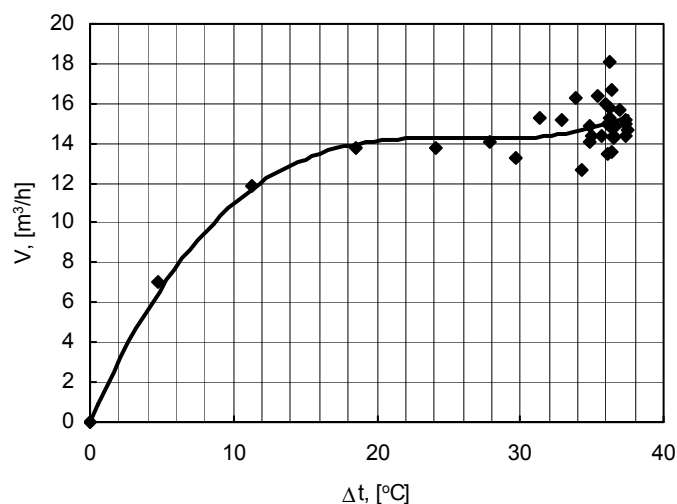


4.2 ábra Az elméleti- és a valós légcsereszám értéke

Az ábra alapján megállapítható, hogy a mérés első negyedében a légcsereszám nagymértékben növekedett, majd a növekedés mértéke csökkent. Néhány ingadozás tapasztalható a mért értékek esetében, melyek a hűtési rendszer szabályozásának hiszteréziséből erednek. A valós és az elméleti tömegáramok arányaként meghatároztam a korrekciós tényező értékét: $\mu=0,8686$

4.3.2 Radiátoros fűtés

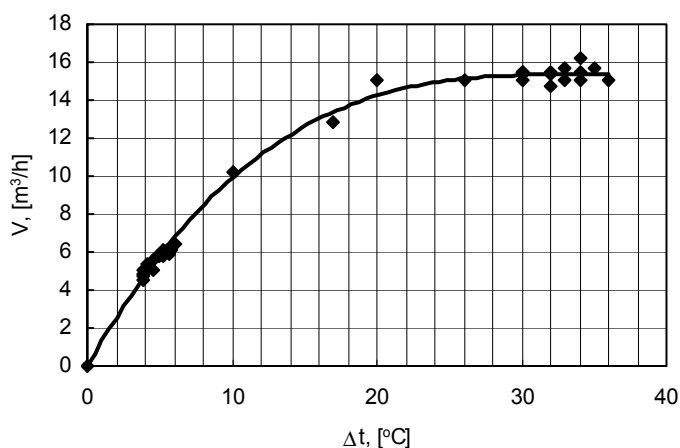
A DK 22 600×600 radiátor a nyílászáró alatt van elhelyezve. A parapetmagasság 90 cm, a radiátor 10 cm magasságban van elhelyezve a padlószinttől. A beáramló friss levegő térfogatáramára vonatkozó mérési adatokat a 4.3. ábra tartalmazza. A belső-külső hőmérséklet különbség viszonylag gyorsan növekedett és, amint az látható, rövid időn belül a légcserere beállt egy adott értékre. Ezután már csak a szabályozási rendszer hiszterézise miatt voltak kisebb ingadozások.



4.3 ábra Beáramló levegő térfogatárama radiátorfűtésnél

4.3.3 Padlófűtés

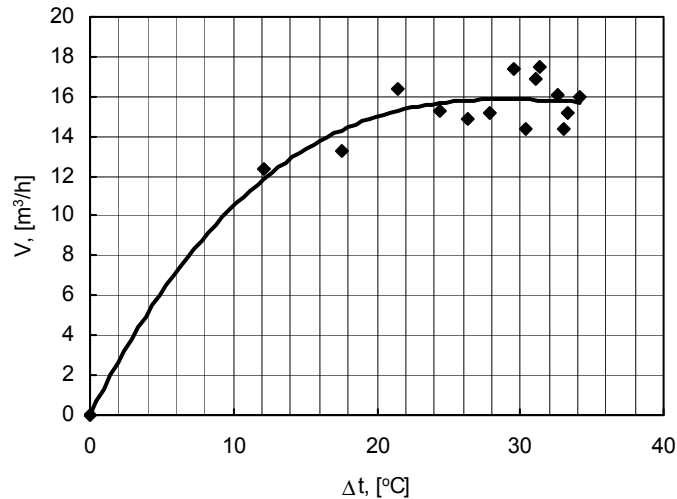
A 15 cm csőszással rendelkező REHAU padlófűtés esetében látható, hogy a vizsgálat során mért értékek alapján meghatározott görbe jellege azonos az első mérésnél megállapított függvénnyel, azonban az állandó légcserezszám nagyobb hőfokkülönbség mellett állt be (4.4 ábra). Látható, hogy ebben az esetben a beáramló levegő térfogatáram 20 °C hőfokkülönbségnél szinte teljes mértékben megegyezik a radiátoros fűtésnél mért értékkel, azonban ennél nagyobb hőfokkülönbségeknél már nagyobb térfogatáramok alakultak ki, mint az előző esetben.



4.4 ábra Beáramló levegő térfogatárama padlófűtésnél

4.3.4 Mennyezetfűtés

A BEKA mennyezetfűtés üzemeltetése mellett mért áramlási légsebességek, illetve ebből számított térfogatáramok változását a belső külső hőmérsékletkülönbségek függvényében a 4.5 ábra mutatja be. Ebben az esetben a 20 °C hőfokkülönbség mellett kialakuló térfogatáram nagyobb lett, mint az előző két esetben, ugyanakkor a nagyobb hőfokkülönbségek mellett is nagyobb térfogatáramok alakultak ki.

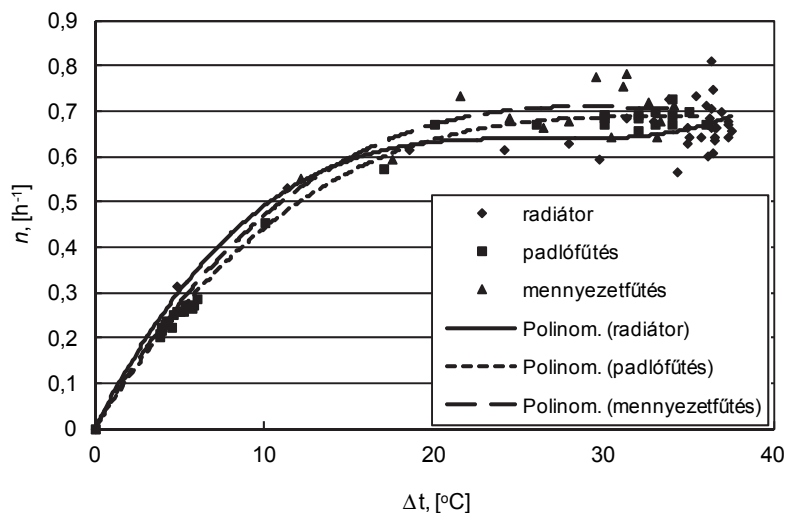


4.5 ábra Beáramló levegő térfogatárama mennyezetfűtésnél

4.4 A mérési eredmények értékelése

4.4.1 A légcsereszám

A légcsereszám értékét az előző pontban meghatározott friss levegő térfogatáram értékek alapján számítottam mindegyik fűtési módra vonatkozóan (4.6 ábra). Az ábrából kitűnik, hogy a kisebb belső-külső léghőmérséklet különbségeknél a radiátoros fűtés mellett alakulnak ki a legnagyobb légcsereszám értékek, azonban 15 °C-nál nagyobb hőmérsékletkülönbségek mellett a mennyezetfűtés mellett kialakuló légcsereszám már meghaladja a radiátoros fűtés melletti légcsereszámot és ugyanez történik a padlófűtéssel 18 °C felett. Radiátoros fűtés mellett a légcsereszám gyakorlatilag nem növekszik 20 °C hőmérsékletkülönbségnél nagyobb értékek esetén. Ennek magyarázata az lehet, hogy a radiátor felett áramló meleg levegő légfüggönyként működik ezzel korlátozva a beáramló levegő mennyiségét. A beáramló friss levegő mennyisége kisebb, azonban a feláramló meleg levegővel keveredve várhatóan jó hőérzeti körülményeket biztosít a zárt térben (a tartózkodási zónába nem jut el közvetlenül a beáramló hideg levegő). A mennyezetfűtés esetében kaptam a legnagyobb beáramló levegő térfogatáramot és ebben az esetben valóban nincs semmiféle gátló erő, ami korlátozná a beáramló levegő mennyiségét, ami nem is keveredik valamiféle melegebb levegővel, hiszen a mennyezetfűtés esetén a nagyobb hőmérsékletű légrétegek a mennyezet alatti térben rétegződnek.



4.6 ábra Légcsereszám a fűtési rendszer típusának függvényében

A helyzet jobb a padlófűtés alkalmazása mellett, mivel ebben az esetben a meleg padlószintről felszálló meleg levegő, ha nem is légfüggönyként működik, de mindenképpen van némi gátló hatása a beáramló friss levegő térfogatáramra vonatkozóan, ugyanakkor a beáramló hideg levegő a meleg levegővel keveredve nem okoz diszkomfortot [28].

4.4.2 A várható hőérzeti érték

A mért értékek alapján meghatároztam a PMV értékek alakulását különböző fűtési rendszerek esetében. A PMV értéket a (4.4) összefüggéssel határoztam meg [29]:

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0,028)\left\{(M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6.99(M - W) - p_a] - 0.42 \times [(M - W) - 58.15] - 1,7 \times 10^{-5} M (5867 - p_a) - 0.0014M(34 - t_i) - h_r \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_i)\right\} \quad (4.4)$$

ahol: M – a metabolikus hő, [W/m²], W – a mechanikai munka, [W/m²], I_{cl} – a ruházat hőszigetelő képessége, [m²K/W], f_{cl} – a ruházattal borított és nem borított testfelületek aránya, t_i – a léghőmérséklet, [°C], \bar{t}_r – a közepes sugárzási hőmérséklet, [°C], p_a – a vízgőz parciális nyomása belső levegőben, [Pa], h_c – a konvekciós hőátadási tényező, [W/m²K], h_r – a sugárzásos hőátadási tényező; t_{cl} – a ruházat felületi hőmérséklete, [°C].

A ruházat felületi hőmérséklete az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl} \left\{ h_r f_{cl} 10^{-8} [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_i) \right\} \quad (4.5)$$

A sugárzásos hőátadási tényező a (4.6) összefüggéssel számítható:

$$h_r = 5,67 \cdot 10^{-8} \varepsilon \frac{A_r}{A_D} \frac{(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4}{(t_{cl} - \bar{t}_r)} \quad (4.6)$$

ahol az A_r/A_D arány 0,7 ülő-, 0,73 álló emberre vonatkozóan, 5,67 a Stefan-Boltzmann konstans [W/m²·K⁴]; ε – a ruházattal borított test emissziós tényezője.

A ruházattal borított test és a ruházat nélküli test felületeinek aránya a (4.7) összefüggéssel határozható meg [29]:

$$f_{cl} = \begin{cases} 1.00 + 1.290 I_{cl} & \text{ha } I_{cl} < 0.078 \text{ m}^2 \text{K/W} \\ 1.05 + 0.645 I_{cl} & \text{ha } I_{cl} > 0.078 \text{ m}^2 \text{K/W} \end{cases} \quad (4.7)$$

Az operatív hőmérsékletet a közepes sugárzási hőmérséklet és a léghőmérséklet súlyozott átlagaként határozhatjuk meg:

$$t_{op} = \frac{h_r \bar{t}_r + h_c t_i}{h_r + h_c} \quad (4.8)$$

A konvekciós hőátadási tényező pedig a hőmérsékletek különbségének vagy a levegő áramlási sebességének a függvénye [29]:

$$h_c = \begin{cases} 2.38(t_{cl} - t_i)^{0.25} & \text{ha } 2.38(t_{cl} - t_i)^{0.25} > 12.1\sqrt{v_{ar}} \\ 12.1\sqrt{v_{ar}} & \text{ha } 2.38(t_{cl} - t_i)^{0.25} < 12.1\sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (4.9)$$

ahol v_{ar} – a levegő relatív áramlási sebessége, [m/s].

A közepes sugárzási hőmérsékletet a (4.10) összefüggéssel határoztam meg a glóbusz hőmérővel mért értékek alapján [53]:

$$\bar{t}_r = \left[(t_g + 273)^4 + 0.4 \times 10^8 |t_g - t_i|^{0.25} \times (t_g - t_i) \right]^{0.25} \quad (4.10)$$

ahol t_g – a mért glóbusz hőmérséklet.

A mérések során azt feltételeztem, hogy az egyének irodai munkát végeznek (1,2 met) és 1,0 clo hőszigetelési értékkel rendelkező ruházatot viselnek. A mérések kezdetén az alábbi kiindulási értékeket mértem:

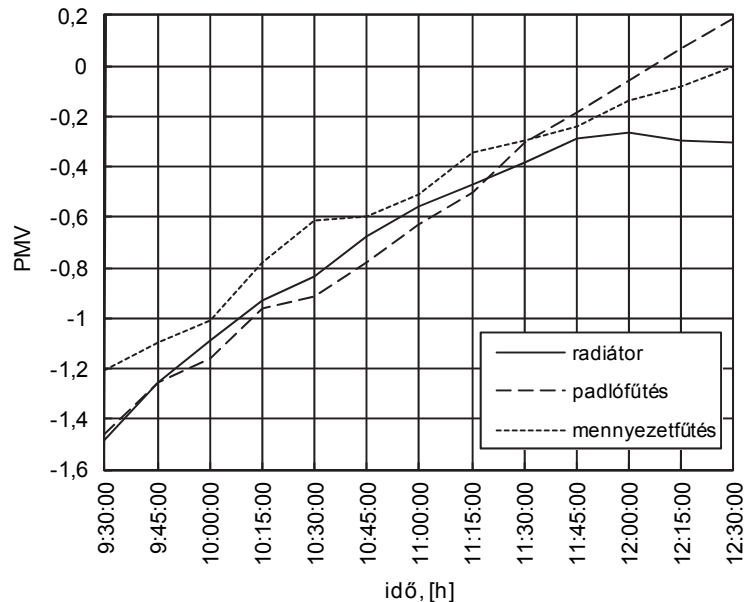
Radiátoros fűtés: $t_i = 21,5$ °C; $\bar{t}_r = 21,6$ °C;

Padlófűtés: $t_i = 20,9 \text{ }^\circ\text{C}$; $\bar{t}_r = 21,4 \text{ }^\circ\text{C}$;

Mennyezetfűtés: $t_i = 21,4 \text{ }^\circ\text{C}$; $\bar{t}_r = 21,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

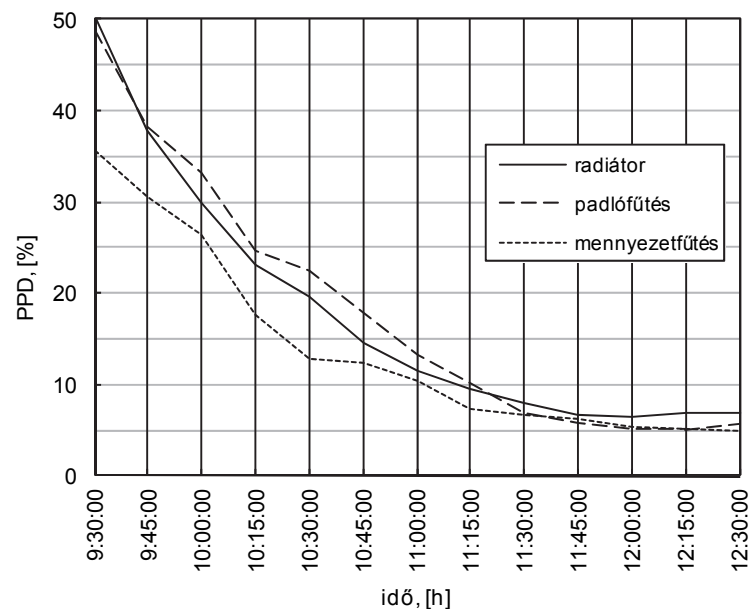
A levegő relatív nedvességtartalma 60% körül volt.

A számított PMV értékeket a 4.7 ábra tartalmazza.



4.7 ábra A számított PMV értékek

A 4.8 ábra bemutatja a PPD értékek alakulását a mérés során. Látható, hogy a mérés utolsó órájában a PPD 6-8% között alakult.



4.8 ábra A számított PPD értékek

4.5 Összefoglalás

A mérések alapján kapott eredmények alapján megállapítottam, hogy a légzéshez szükséges friss levegő biztosítható az ablakkeretben elhelyezett légbevezető nyílások alkalmazásával. A

beáramló friss levegő mennyisége azonban nem csak a léghőmérsékletek különbségének függvénye, hanem függ a helyiségben alkalmazott fűtési rendszer típusától is. A helyiségben kialakuló légmozgás nagymértékben függ az alkalmazott hőleadó típusától és ennek helyétől a helyiségben. Méréseim szerint a vizsgált esetekben a legkisebb légcsereszám a radiátoros fűtés estében alakult ki, amikor a fűtőtest az ablak alatt volt elhelyezve. Ugyanakkor a számított PMV értékek a legkisebbek voltak ebben az esetben. Természetesen a diszkomfort tényezőkre vonatkozó kérdések tisztázására élőalanyos mérésekre van szükség. A mérések időtartamának végére a legnagyobb PMV értékeket a padlófűtési rendszer esetében kaptam. A PMV értékek tekintetében a mennyezetfűtés nem adott annyira rossz eredményt, mint amelyet vártam. Természetesen ebben az esetben is csak az élőalanyos mérések alapján lehetne pontos következtetéseket levonni a hőérzetre vonatkozóan. A 2., 3. és 4. fejezetben bemutatott eredmények alapján azt a következtetést vontam le, hogy alacsony hőmérsékletű sugárzó fűtési rendszer szakaszos üzemeltetésével kapcsolatos mérési eredmények szükségesek különböző szellőzési módok mellett.

5. A ZÁRT TÉR GEOMETRIAI ADOTTSÁGAI ÉS A KÖZEPES SUGÁRZÁSI HŐMÉRSÉKLET KAPCSOLATA

5.1 Bevezetés

Az Európai Unió országaiban tekintettel az új épületenergetikai irányelvek előírásaira szabályozásokat dolgoztak ki az épületek energetikai besorolására vonatkozóan, illetve különböző stratégiákat dolgoztak ki annak érdekében, hogy a tulajdonosokat érdekeltté tegyék a lakások energetikai felújításában [30, 31]. Az energiamegtakarítás napjaink egyik alapvető célkitűzése minden energiafelhasználó szektorban. Hangsúlyosan jelentkezik ez a cél az épületszektorban, amely az egyik legnagyobb energia felhasználó. Az energia megtakarítás végül is az importfüggőség csökkentését jelenti [32], de ugyanakkor kihatással van a környezetszennyezés csökkentésére is [33], [34]. Ugyanakkor az energiamegtakarítási célok nem valósíthatók meg a komfort rovására. Az épületek megfelelő köz- és komfortérzetet kell biztosítsanak a felhasználók számára [36], [37]. Különböző kutatók szerint, akik a munkahatékonyság és a komfort összefüggéseit vizsgálták, az energiamegtakarítás akár az egészségre káros életfeltételekhez vezethet, így a vártnál kisebb lehet a globális megtakarítás [38, 39, 40]. Ha az épületenergetikai követelmények alakulását elemezzük, akkor megállapíthatjuk, hogy ezek a követelmények egyre szigorúbbak és a cél a közel zéró energiaigényű épületek építése [41, 42, 43, 44]. Természetesen a közel zéró energiaigényű épületek esetében is megfelelően kell szabályozni a leadott hőmennyiségeket ahhoz, hogy minden időpontban az igényeknek megfelelő energiamennyiséget szolgáltatassunk. A kis teljesítményű hőleadókat megfelelően kell kiválasztani ahhoz, hogy a lehető legjobb hőérzetet biztosítsuk a felhasználók számára. Mivel a sugárzásos hőcsere az egyik legfontosabb hőfelvételi-hőleadási lehetőség az ember esetében [45], [46] várható, hogy az alacsony hőmérsékletű sugárzásos fűtést és hűtést széles körben alkalmazzák majd az alacsony energiaigényű épületek esetében. Az ember által érzékelt operatív hőmérséklet a zárt tér léghőmérsékletétől és a közepes sugárzási hőmérséklettől függ [47, 48, 49]. Az ISO 7730-2005 szabvány [53] és az MSZ CR 1752:2000 [51] szabvány az operatív hőmérsékletre vonatkozóan előírásokat fogalmaz meg különböző rendeltetésű épületek esetében. Az EN 15251 [60], illetve az ASHRAE 55-2004 [52] figyelembe veszi az adaptációt is az elvárt értékek meghatározása során. Az épületek hőveszteségét a belső léghőmérséklet tervezési értéke alapján határozzuk meg. Az operatív hőmérséklet tekintetében ugyanazt az értéket különböző lég- és közepes sugárzási hőmérséklet kombinációval biztosíthatjuk. A hőveszteség esetében az vezetne energia megtakarításhoz, ha a léghőmérséklet kisebb lenne. Egy zárt tér esetében fontos tehát tudni pontosan hogyan alakul a közepes sugárzási hőmérséklet. A közepes sugárzási hőmérsékletet a térben tartózkodó személy és az egyes felületek közötti besugárzási tényező befolyásolja, melyet összetett matematikai összefüggések alkalmazásával lehet meghatározni [54, 55]. Cannistraro és társai [56] meghatároztak egy egyszerűsített eljárást, mely alkalmas a besugárzási tényezők

meghatározására az ember és sík függőleges vagy vízszintes felületek között. Ezt felhasználva ebben a fejezetben azt vizsgáltam, hogy milyen összefüggés áll fenn a kialakuló közepes sugárzási hőmérséklet és a zárt tér geometriai paramétereinek között. Vizsgáltam továbbá a közepes sugárzási hőmérséklet alakulását a külső léghőmérséklet függvényében, illetve elemeztem az alkalmazott fűtési rendszer hatását is. Tekintettel arra, hogy évente csak néhány ezer új lakás épül és ennél több kerül hőtechnikai felújításra elemeztem milyen hatása van az energetikai felújításnak a közepes sugárzási hőmérséklet alakulására.

5.2 Sugárzásos hőcsere, közepes sugárzási hőmérséklet

A sugárzásos hőcsere során a hőáram az (5.1) összefüggéssel számítható:

$$R = h_r f_{cl} (t_{cl} - \bar{t}_r) \quad (5.1)$$

ahol h_r – a sugárzásos hőátadási tényező, [W/m²K], f_{cl} – a ruházatot figyelembe vevő tényező, t_{cl} – a ruházat felületi hőmérséklete, [°C], \bar{t}_r - a közepes sugárzási hőmérséklet, [°C].

A közepes sugárzási hőmérséklet a (5.2) összefüggéssel számítható:

$$\bar{t}_r = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^n F_{P-A_i} T_{si}^4 - 273} \quad (5.2)$$

ahol: F_{P-A_i} a besugárzási tényező az ember középpontjában elhelyezett felületem és a T_{si} felületi hőmérséklettel rendelkező S_i területű határoló felület között.

A besugárzási tényezőket a személy tartózkodási helyének függvényében határozzuk meg külön-külön mindegyik felületem esetén. Fanger szerint [55] ülő ember esetében mindegyik függőleges határolószerkezetet a padlótól 0,6 m magasságban felvett képzeletbeli síkkal két részre osztunk. A vizsgált személytől jobbra és balra eső függőleges elemeket egy függőleges síkkal mely magába foglalja az ember tartózkodási helyét újabb két részre osztjuk. Az így nyert felületrészekre vonatkozóan meg kell határozni a besugárzási tényezőket melyek diagramokból olvashatóak le a helyiség geometriai jellemzőinek függvényében, [55]. A besugárzási tényezőket Fanger szerint az alábbi hat esetre vonatkozóan kell meghatározni:

1. függőleges felületem az egyén előtt 0,6 m felett és függőleges felületem az egyén mögött 0,6 m alatt;
2. függőleges felületem az egyén előtt 0,6 m alatt és függőleges felületem az egyén mögött 0,6 m felett;
3. függőleges felületem jobbról és balról az egyén előtt 0,6 m felett, illetve az egyén mögött 0,6 m alatt;
4. függőleges felületem jobbról és balról az egyén előtt 0,6 m alatt, illetve az egyén mögött 0,6 m felett;
5. vízszintes felületem mennyezet esetében az egyén előtt, padló esetében az egyén mögött;
6. vízszintes felületem mennyezet esetében az egyén mögött, padló esetében az egyén előtt.

A besugárzási tényezők számítása matematikai összefüggések felhasználásával bonyolult, ezért legtöbb esetben a diagramokat alkalmazzák, ami a számítások számítógépes elvégzését nem teszi lehetővé.

Cannistraro és szerzőtársai [56] meghatároztak egy összefüggést, melynek segítségével a besugárzási tényezők számíthatóak:

$$F_{P-A} = F_{\max} \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{a/c}{A + B(a/c)} \right] \right\} \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{b/c}{C + D(b/c) + E(a/c)} \right] \right\} \quad (5.3)$$

ahol a – a vizsgált felület szélessége, b – a vizsgált felület magassága, c – a távolság az egyén és a vizsgált felületelem között, F_{max} , A , B , C , D , E konstansok, melyek értékei a következők [56]:

Eset	F_{max}	A	B	C	D	E
1	0,132	1,14505	0,14524	0,74379	0,10312	0,02967
2	0,103	1,33522	0,14454	0,60637	0,14678	0,04628
3	0,131	1,41607	0,09957	0,76196	0,07182	0,05578
4	0,104	1,15253	0,13945	0,73371	0,09442	0,03688
5	0,130	1,31858	0,12807	1,00432	0,03802	0,06189
6	0,101	1,51966	0,12266	0,84923	0,10471	0,05704

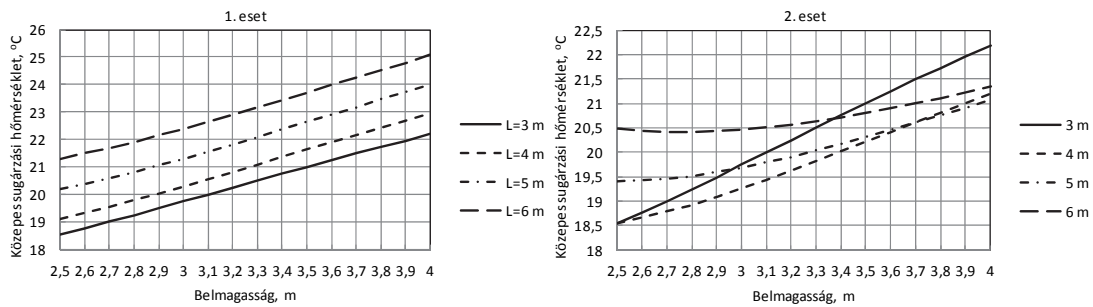
Az (5.2) és (5.3) összefüggésekből vezethető le a közepes sugárzási hőmérséklet egyenlete:

$$\bar{t}_r = 4 \sqrt[4]{\sum_{i=1}^6 F_{\max} \left\{ 1 - \exp \left[-\frac{a/c}{A + B(a/c)} \right] \right\} \left\{ 1 - \exp \left[-\frac{b/c}{C + D(b/c) + E(a/c)} \right] \right\}_i T_{si}^4} - 273 \quad (5.4)$$

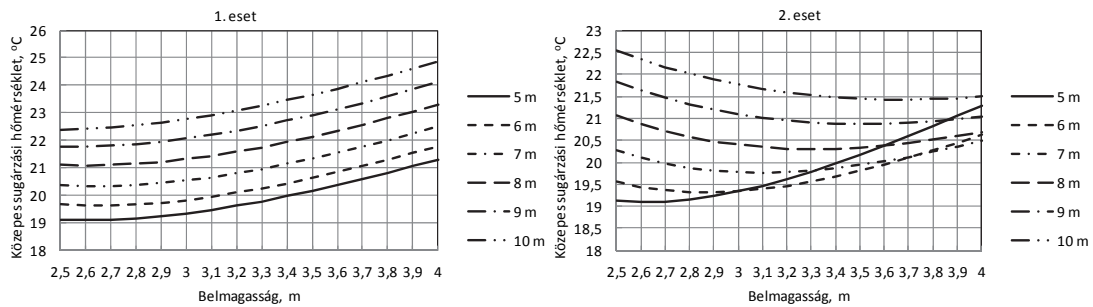
A (5.4) összefüggés alapján meghatározható a közepes sugárzási hőmérséklet, különböző hőtechnikai tulajdonságokkal és geometriával rendelkező zárt terekben, különböző hőleadók alkalmazása mellett.

5.3 A zárt tér geometriája és a PMV

A következőkben különböző geometriával és azonos hőtechnikai paraméterekkel rendelkező zárt tereket vizsgáltam, [126]. A helyiség egy többszintes épület közbelső emeletén helyezkedik el és egy külső fallal rendelkezik. A számítások arra az esetre vonatkoznak, amikor az egyén a helyiség közepén tartózkodik. A fűtőtestek a külső fal mellett a nyílászárók alatt vannak elhelyezve 0-60 cm magasságban. A fűtési idény során a fűtőtestek hőmérséklete a külső hőmérséklet függvényében van szabályozva. A külső hőmérséklet méretezési értéke -15 °C a belső hőmérséklet tervezési értéke pedig 22 °C. Az egyén helyzetét illetően két esetet elemeztem: az első esetben a külső felület az egyén mellett bal oldat található (1. eset), második esetben pedig az egyén mögött (2. eset). A nyílászárók 90 cm parapet magasság mellett vannak beépítve a helyiség teljes hosszában. Az ablakok magassága 150 cm. A külső szerkezetek hőátbocsátási tényezői teljesítik a jelenleg érvényben lévő követelményt: $U_{fal}=0.45 \text{ W/m}^2\text{K}$, $U_{ablak}=1.6 \text{ W/m}^2\text{K}$. Egy 3 m szélességű (a homlokzatra merőleges helyiségméret) és különböző hosszúságú (a homlokzattal párhuzamos helyiségméret) helyiségben a közepes sugárzási hőmérséklet értékeit a helyiség belmagasságának függvényében az 5.1 ábra tartalmazza. Látható, hogy az 1. esetben a közepes sugárzási hőmérséklet nagyobb, mint a 2. esetben, illetve a közepes sugárzási hőmérséklet értéke növekszik a belmagassággal. Az 5.2 ábra a közepes sugárzási hőmérséklet értékeit mutatja be egy 5,0 m szélességű és különböző hosszúsággal és belmagassággal rendelkező helyiségben. Ebben az ábrában láthatjuk, hogy a közepes sugárzási hőmérséklet parabolikusan változik a belmagassággal, így egy adott szélességgel és hosszal rendelkező helyiség esetében van egy belmagasság érték, mely mellett a közepes sugárzási hőmérséklet értéke minimális. Ez a minimum érték viszont adott helyiség szélesség mellett, nagyobb hosszúságok esetén nagyobb belmagasságok mellett alakul ki méretezési állapotban.



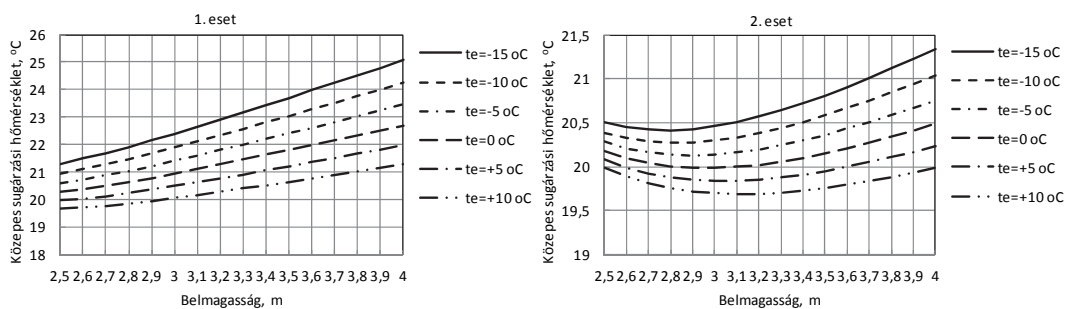
5.1 ábra Közepes sugárzási hőmérséklet alakulása egy 3,0 m szélességű zárt térben ($t_e = -15\text{ }^\circ\text{C}$)



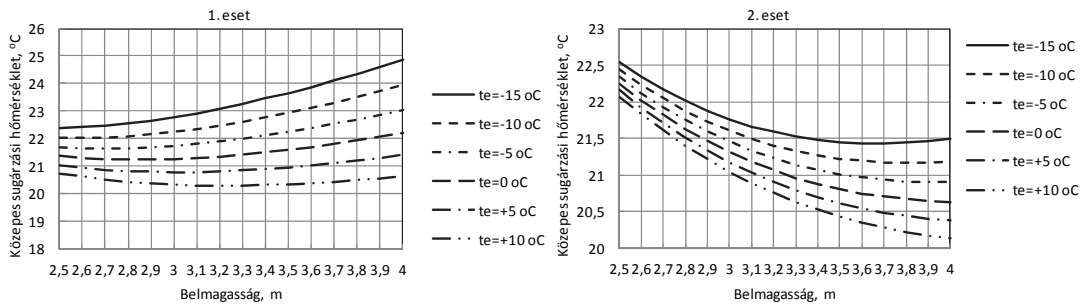
5.2 ábra Közepes sugárzási hőmérséklet alakulása egy 5,0 m szélességű zárt térben ($t_e = -15\text{ }^\circ\text{C}$)

Látható, hogy nagy különbségek alakulnak ki a közepes sugárzási hőmérséklet tekintetében az egyén helyzetének függvényében, illetve a helyiség szélességének függvényében is. Ha egy 6,0 m hosszú, 3,0 m belmagasságú helyiséget vizsgálunk, akkor a 3,0 m széles helyiségben a közepes sugárzási hőmérséklet $2,5\text{ }^\circ\text{C}$ -al lesz magasabb az 1. esetben és $1,1\text{ }^\circ\text{C}$ -al a 2. esetben az 5,0 m szélességű helyiséghez viszonyítva.

A külső hőmérséklet hatása a közepes sugárzási hőmérséklet értékére azonos hőtechnikai paraméterekkel rendelkező helyiségek esetében, szintén függ a zárt tér geometriájától. Az 5.3 ábrában látható, hogy a nagyobb külső hőmérsékletek esetén a közepes sugárzási hőmérséklet értéke csökken. Ennek oka az, hogy a fűtőtestek hőmérséklete a szabályozási görbe szerint magasabb külső hőmérsékletek esetén csökken. Ezzel egy időben természetesen a külső szerkezetek felületi hőmérséklete növekszik, de a két felületi hőmérséklet (fűtőtest és határolószerkezet) eredője a közepes sugárzási hőmérséklet csökkenését eredményezi a vizsgált esetekben. A diagramokból megállapítható, hogy magasabb külső hőmérsékletek mellett a közepes sugárzási hőmérséklet minimum érték nagyobb belmagasságok mellett alakul ki.



5.3 ábra A közepes sugárzási hőmérséklet a külső hőmérséklet függvényében ($l=3,0\text{ m}$, $L=6,0\text{ m}$)

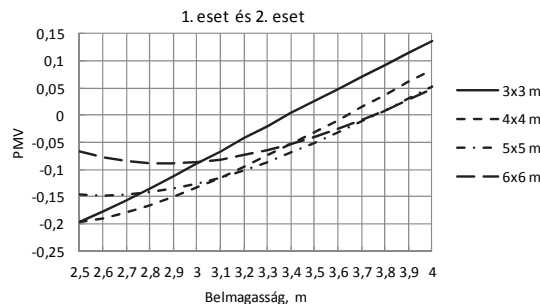


5.4 ábra A közepes sugárzási hőmérséklet a külső hőmérséklet függvényében ($l=5,0$ m, $L=10,0$ m)

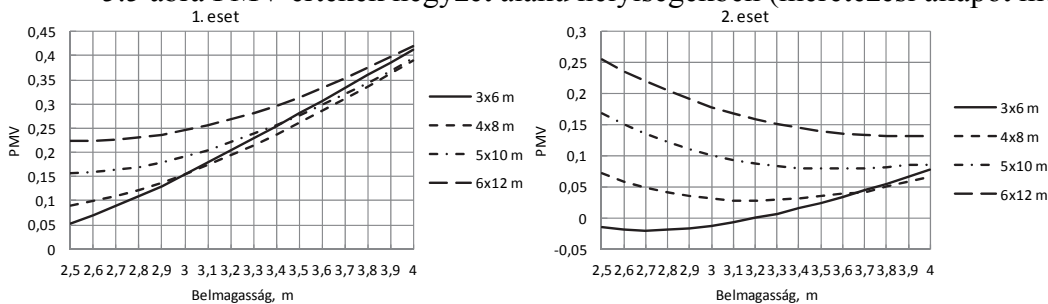
Ha összehasonlítjuk a kapott eredményeket a vizsgált helyiségekben (mindkét esetben a hossz a szélesség kétszerese) látható, hogy 3,2-3,4 m-nél nagyobb belmagasságoknál jobb eredményeket kapunk szélesebb helyiség esetében. A 2. esetben viszont a szélesebb helyiség minden esetben nagyobb közepes sugárzási hőmérsékleteket eredményez.

A PMV értéket a jól ismert (4.4) összefüggéssel határoztam meg.

Ha a relatív nedvességtartalom 50%, a ruházat hőszigetelő képessége $I_{cl}=1,0$ clo, a tevékenység $M=1,2$ met, a légsebesség pedig $v_{ar}=0,08$ m/s meghatároztam a várható hőérzeti értéket négyzet alakú és téglalap alakú helyiségekre vonatkozóan. A helyiségek hőtechnikai tulajdonságai azonosak. A számítások során meghatározott PMV értékeket az 5.5 és 5.6 ábrákban mutatom be.



5.5 ábra PMV értékek négyzet alakú helyiségekben (méretezési állapot mellett)



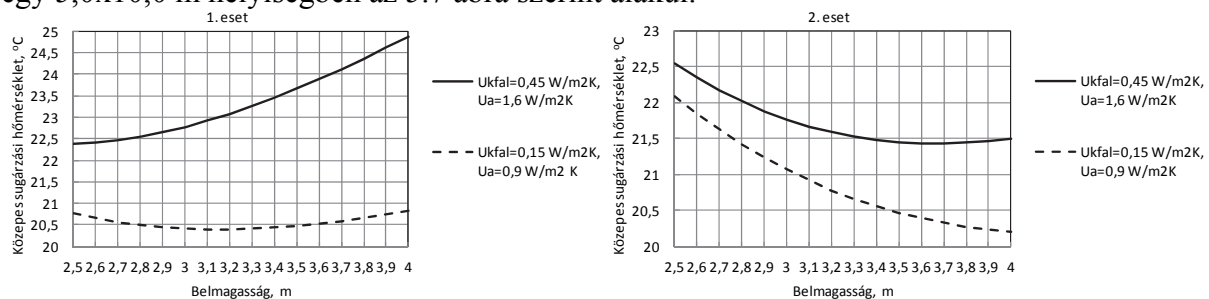
5.6 PMV értékek téglalap alakú helyiségekben (méretezési állapot mellett)

Látható, hogy ebben az esetben is a közepes sugárzási hőmérséklet változása belmagassággal parabolikus jellegű és a minimum érték a nagyobb hosszúsággal rendelkező helyiségeknél a nagyobb belmagasságok esetén alakul ki. A négyzet alakú helyiségeknél a belmagasság hatása nagyobb a kisebb méretű helyiségeknél, mint a nagyobbaknál. A belmagasság hatása a közepes hőmérsékletre csökken nagyobb méretű helyiségeknél. Téglalap alakú helyiségeknél nagyobb PMV értékeket kaptam, mint a négyzet alakú helyiségben, de ebben az esetben befolyásoló tényező volt az egyén helyzete is helyiségben. A vizsgált helyiségekben az 1. esetben a PMV értéke növekszik. Minél nagyobb a helyiség hossza annál nagyobb lett a PMV értéke. Az ábra alapján viszont látható, hogy ha a belmagasság meghalad egy kritikus értéket, a keskenyebb helyiségek PMV értéke meghaladja a szélesebb helyiségekben a számított PMV

értéket. Ez azért lehetséges, mert a különböző helyiségekre vonatkozó közepes sugárzási hőmérséklet görbe parabolikus és a görbe nyitottsága változó. Szélesebb helyiségeknél nyitottabb, keskenyebb helyiségeknél zártabb parabolikus változást kapunk, így a zártabb görbe, mely alacsonyabb minimummal rendelkezik, felszálló ága metszi a nagyobb minimummal rendelkező nyitottabb parabolát. Ha a helyiség kezdeti hosszát megduplázzuk a PMV értéke a vizsgált helyiségekre vonatkozóan 0,25-0,37-el lesz nagyobb az 1. esetben és 0,18-0,32-vel lesz nagyobb a második esetben. A nagyobb PMV különbségek nagyobb hosszak esetén alakulnak ki az 1. esetben és kisebb hosszak esetén a 2. esetben.

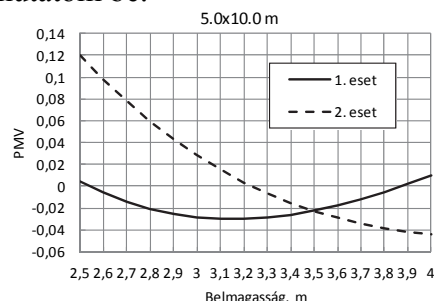
5.3.1 Az épületfelújítás hatása a PMV értékre

A lakástulajdonosok érdeke és célja az, hogy az általuk fenntartott lakás energiaigénye a lehető legkisebb legyen. Egyre több lakást újítanak úgy fel, hogy az energiaigény megközelíti a passzív házra vonatkozó értékeket és az új épületek hőtechnikai tulajdonságai is egyre jobbak. Ezt a feltételt csak nagy vastagságú hőszigetelő anyag beépítésével érhetjük el. Ha az előbbieken elemezett épületek tömör szerkezeteit úgy látják el hőszigeteléssel, hogy az új szerkezet hőátbocsátási tényezője $0,15 \text{ W/m}^2\text{K}$ lesz, illetve a meglévő nyílászárókat is $0,9 \text{ W/m}^2\text{K}$ hőátbocsátási tényezővel rendelkező nyílászárókra cserélik a közepes hőmérséklet egy $5,0 \times 10,0 \text{ m}$ helyiségben az 5.7 ábra szerint alakul.



5.7 ábra Közepes sugárzási hőmérséklet a felújítás előtt és után

A számítások során azt feltételeztem, hogy a hőleadók fűtőfelülete nem változik a felújítás előtt és után. A hőleadók teljesítményének illesztése a felújított épület megváltozott energetikai igényeihez az előremenő hőmérséklet csökkentésével történik úgy, hogy nem változtatjuk a méretezési hőfoklépcsőt [57]. Az alacsonyabb közepes sugárzási hőmérséklet ebben az esetben a hőleadók alacsonyabb felületi hőmérséklete magyarázza. A határolószervezetek felületi hőmérsékletének emelkedése a felújítás után nem kompenzálja a fűtőtestek alacsonyabb felületi hőmérsékletét. A PMV alakulását az elemzett helyiségben felújítás után az 5.8 ábrában mutatom be.



5.8 ábra A PMV értékének alakulása a felújítás után

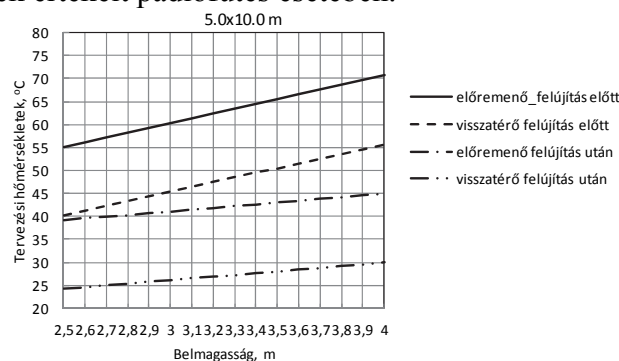
Látható, hogy a vizsgált helyiségre vonatkozó PMV értékek felújítás után kisebbek, mint felújítás előtt. A különbségek az 1. esetre vonatkozóan 0,15-0,38 között alakulnak, míg a 2.esetre vonatkozóan 0,04-0,13 közötti értékeket kaptam. Ezek a különbségek elég nagyok tekintettel arra, hogy az MSZ CR 1752 szerint az A komfortkategória esetében a PMV értéke -

0,2...+0,2 között lehet [51], ami gyakorlatilag egy 0,4 PMV ingadozást tesz lehetővé. Ha feltételezzük, hogy a felújítás előtti és utáni állapotban a fűtési rendszer tömegárama nem változik és a méretezési hőfoklépcső is állandó marad ($\Delta t_w=15\text{ °C}$), akkor a vizsgált helyiségben a tervezési előremenő/visszatérő fűtési hőmérsékletek az 5.9 ábra szerint alakulnak.

Egy 3,0 m belmagassággal rendelkező helyiség esetében tehát a 60/45 °C tervezési előremenő/visszatérő fűtési hőmérsékletek a felújítás után 42/27 °C értékre csökkennek. A központi fűtési rendszer hőveszteségeinek csökkenése mellett, a kisebb exergiafogyasztás is előnyként jelentkezik [12].

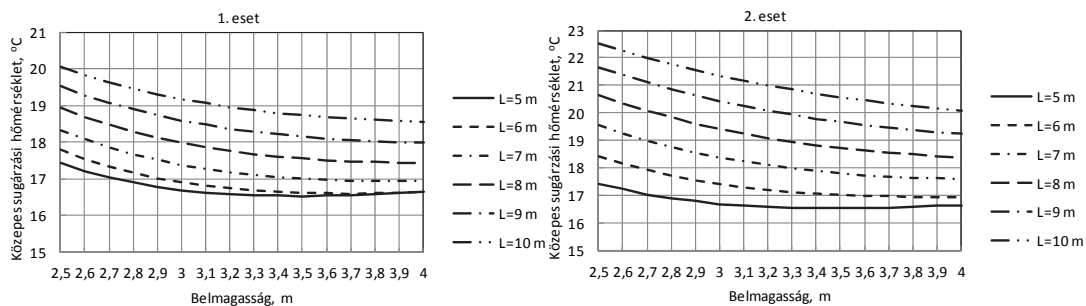
5.3.2 Az alkalmazott fűtési mód hatása a közepes sugárzási hőmérsékletre

Az előző pontokban bemutatott diagramok kétsőves radiátoros központi fűtési rendszerre vonatkoznak. Ebben a pontban az alacsony hőmérsékletű felületi sugárzó fűtés esetére kapott értékeket mutatom be. A (5.4) összefüggés alkalmazásával meghatároztam a közepes sugárzási hőmérsékletek értékeit padlófűtés esetében.



5.9 ábra A fűtési előremenő/visszatérő hőmérsékletek tervezési értékei

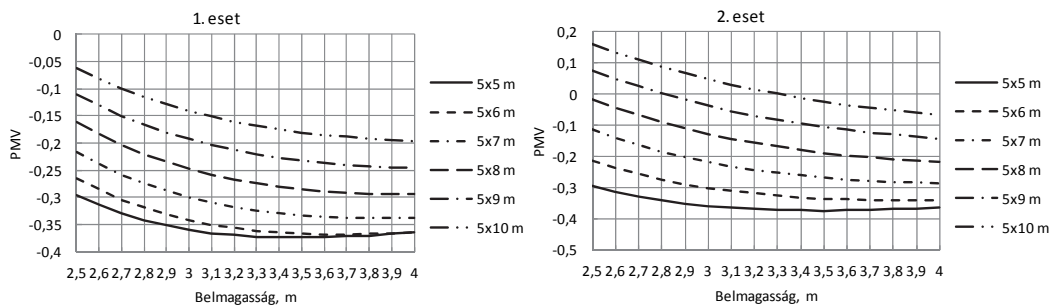
A számítások során azt feltételeztem, hogy a helyiség padló felületét teljes mértékben kihasználjuk fűtésre. Az elemzett helyiségek határoló szerkezetei azonos hőtechnikai tulajdonságokkal rendelkeztek, mint a radiátoros fűtési rendszer esetében. Az eredményeket a 5.10 ábrában mutatom be.



5.10 ábra A közepes sugárzási hőmérséklet 5,0 m széles helyiség esetében ($t_e=-15\text{ °C}$)

Összehasonlítva a kapott értékeket a radiátoros fűtési rendszerrel kapott értékekkel, megállapítható, hogy padlófűtés esetén kisebb közepes sugárzási hőmérséklet értékek alakulnak ki azonos méretű és hőtechnikai paraméterekkel rendelkező zárt terek esetén. Ennek oka elsősorban az, hogy padlófűtés esetén a padló felületi hőmérséklet értékének korlátozása miatt nagyobb fűtési felülettel, de kisebb felületi hőmérsékletekkel kell dolgozni. A nagyobb fűtőfelület ebben az esetben sem kompenzálja a kisebb fűtési hőmérsékletet. Azt viszont ki kell hangsúlyozni, hogy a radiátoros fűtéssel összehasonlításban padlófűtés esetén a magasabb padlóhőmérséklet és a jobb vertikális hőmérséklet eloszlás összességében jobb

hőérzetet biztosít. Természetesen az alacsonyabb üzemeltetési előremenő és visszatérő hőmérsékletek kisebb hőveszteségeket eredményeznek és rendszer exergiafogyasztása is kisebb lesz. A PMV értékeit az 5.11 ábra mutatja be.

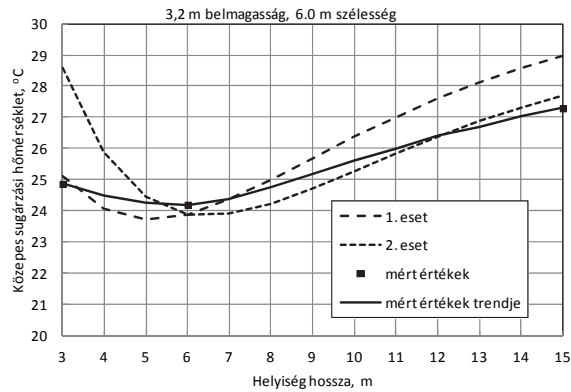


5.11 ábra PMV értékek padlófűtés esetén ($t_e = -15\text{ °C}$)

5.4 Mérések

A Debreceni Egyetem Műszaki Kar főépületének vázas szerkezete és a helyiségek kialakítása lehetővé teszi a közepes sugárzási hőmérséklet összehasonlítását azonos belmagasságú és szélességű, de különböző hosszúságú helyiségek esetében. A glóbusz hőmérséklet és a léghőmérséklet mérését TESTO SAVERIS mérő-adatgyűjtő rendszerrel végeztem. A mérőberendezés pontossága $\pm 1\text{ °C}$ a glóbusz hőmérséklet esetében és $\pm 0,4\text{ °C}$ a léghőmérséklet esetében, ami megfelel a C osztály (komfort) kritériumainak [59]. A vizsgált helyiségek paraméterei szintén megfelelnek a C osztály (komfort) kritériumainak [59] így homogénnek tekinthetők hőérzeti szempontból és elegendő egy pontban méréseket végezni. A mérőberendezéseket és ezek érzékelőit a helyiség középpontjában helyeztem el a padlószinttől 1,1 m magasságban. Három helyiséget vizsgáltam azonos magassággal (3,2 m) és szélességgel (6,0 m), de különböző hosszúsággal: 3,0 m, 6,0 m és 15,0 m. Szomszédos helyiségekről van szó, melyek az épület első emeletén találhatóak. Ennek megfelelően a külső szerkezet azonos és azonos típusú fűtőtestek vannak elhelyezve a helyiségekben. Sajnos helyi szabályozásra nincs lehetőség, de esetemben ez előnyös volt, hiszen a helyiségekben elhelyezett radiátorok azonos előremenő hőmérséklettel üzemeltek a mérések időtartama alatt. Az alkalmazott kétsőves bordás fűtőtestek burkolata 60 cm magas. A legkisebb helyiségben egy, a másodikban kettő a harmadik, legnagyobb helyiségben, öt fűtőtest van elhelyezve. A mérések időtartama alatt a fűtési előremenő és visszatérő hőmérsékletek alakulását a Debreceni Hőszolgáltató Zrt. adta meg, a külső hőmérséklet alakulását magam mértem TESTO H2 adatgyűjtő segítségével. Méréseket két héten át végeztem a fűtési idény vége felé, de így is több napon keresztül 0 °C átlagos külső hőmérsékletek alakultak ki. Mivel a helyiségek nagy terjedelmű üvegezett felületekkel vannak ellátva a sugárzásos hőnyereségek zavaró hatásának kizárása érdekében az éjszakai, 0:00-6:00 óra közötti, adatokat vettem csak figyelembe. A fűtési rendszer esetében nincs szakaszosság, tehát az éjszakai órákban is folyamatosan üzemel. Ebben az időszakban viszont semmiféle tevékenység nincs az épületben, így a belső zavaró tényezőket is kizártam. A mért glóbusz hőmérsékletek alapján a közepes sugárzási hőmérsékletet, mivel a térben a vizsgált időszakban semmiféle gépi szellőzés vagy hűtés nem működött, a (4.10) összefüggéssel számoltam [59]:

Az (5.4) összefüggés alapján számított közepes sugárzási hőmérsékletek értékeit, valamint a (4.10) összefüggéssel kapott közepes sugárzási hőmérséklet értékeit az 5.12 ábra tartalmazza. A három helyiségben mért hőmérséklet adatok alapján alkottam meg a mért közepes sugárzási hőmérsékletek görbét.



5.12 ábra Számított és mért értékek összehasonlítása

Az ábra alapján megállapítható, hogy a mért értékek trendvonala 3,0-9,0 hosszúságok esetén inkább az 1. esetre vonatkozó számított értékekhez közelít, míg 9,0-15,0 m hossz között inkább a 2. eset értékeihez áll közelebb.

5.5. Összefoglalás

Azonos hőtechnikai paraméterekkel rendelkező helyiségek esetében a közepes sugárzási hőmérséklet a geometriai paraméterek függvénye. A zárt tér geometriai adottságainak függvényében a közepes sugárzási hőmérséklet változása parabolikus. A közepes sugárzási hőmérséklet változása miatt a zárt térben kialakuló PMV értékek is függenek tehát a tér geometriai adottságaitól. A vizsgált terek esetén a PMV változása elérte a 0,4 értéket, ami „A” és „B” komfortkategóriákba tartozó épületek esetében szignifikáns. A kialakuló közepes sugárzási hőmérséklet az alkalmazott fűtési rendszer függvényében is változik. Ha növeljük a fűtőfelületet és csökkentjük ezzel a felületi hőmérsékletet a közepes sugárzási hőmérséklet csökkenni fog. Egy épület felújításával, ha a fűtőfelületet nem változtatjuk csak a fűtőtest felületi hőmérsékletét csökkentjük a közepes sugárzási hőmérséklet csökkenni fog. Ezt a csökkentést nem ellensúlyozza a határolószervezetek belső felületi hőmérsékletének a növekedése. Az azonos magassággal és szélességgel, de eltérő hosszúsággal rendelkező azonos hőtechnikai paraméterekkel jellemzett helyiségekben végzett méréseim validálták az elméleti számításokat.

6. PADLÓ- ÉS MENNYEZETFŰTÉS HŐÉRZETI VIZSGÁLATA

6.1 Bevezetés

Amikor a léghőmérséklet a komfort zónának megfelelő értékek alá csökken, vagy a fölé emelkedik, hőszabályozási mechanizmusok indulnak be szervezetünkben (Casey és mtsai, 1994). A bőrünkben elhelyezkedő hideg és/vagy meleg receptorok aktivációja a hipotalamikus központ úgy nevezett set-point (elvárt) értékének módosításával éri el a kívánt válaszreakciókat. A környezeti hőmérséklet csökkenése hőtermelési és hőkonzerválási mechanizmusokat – az apikális bőrterületek ereinek vazokonstriktója, didergés, libabőr stb. – indít el. Ezzel ellentétben, a környezeti hőmérséklet emelkedése hőleadási mechanizmusokat – a bőrerek vazodilatációja, verejtékezés – aktivál. Mind a hőtermelési, mind a hőleadási mechanizmusok aktiválódása a keringési szervrendszer alkalmazkodását igényli, megterheli szervezetünket, és mint ilyen – legalábbis részben – kellemetlen közérzettel [61, 62, 63, 64, 65] is párosulhat.

A kellemetlen közérzet, de már a hőszabályozási mechanizmusok beindulása is, még akkor is, ha az tudatosan fel sem fogott és kellemetlen közérzettel sem párosul, befolyásolja mind fizikai, mind szellemi teljesítőképességünket. Fontos kihangsúlyozni azonban, hogy a komfort zónának megfelelő hőmérséklettartomány nem konstans. Mindannyian tisztában vagyunk azzal, hogy egy adott hőmérsékletet kellemesnek vagy kellemetlennek érzünk attól függően, hogy milyen a levegő páratartalma vagy a levegő mozgása, de természetesen a végzett tevékenység intenzitása, az öltözkünk minősége és mennyisége is befolyásolja közérzetünket. Magas környezeti hőmérséklet esetén, például, az alacsony páratartalom, az intenzív légmozgás csökkentheti a kellemetlen érzést.

A jobb hőszigetelési tulajdonságokkal rendelkező anyagok és az energiatakarékosabb fűtési és/vagy szellőzési/hűtési technikák mellett új lehetőségként merült fel annak vizsgálata, hogy miként alakul a komfortérzet dinamikus változó hőmérsékletek és légsebességek mellett.

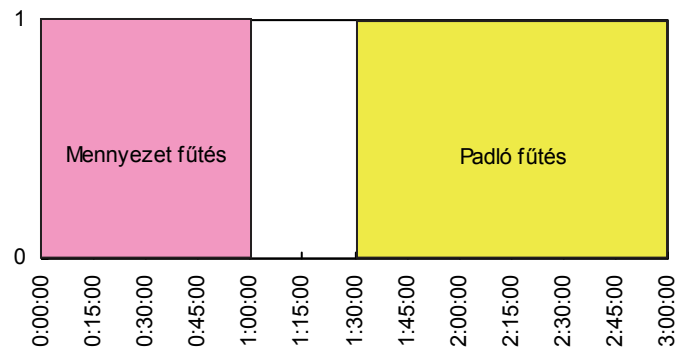
Ennek a koncepciónak a kidolgozására olyan mérősortozatot terveztem, ahol a hőérzethez kapcsolódó objektív paramétereket (léghőmérséklet, felületi hőmérsékletek, légsebesség) és a szubjektív komfortérzetet vizsgáltam (kérdőív) különböző fűtési- és hűtési technikák alkalmazása esetén kontrollált körülmények között.

6.2 Sugárzó fűtések dinamikus jellegű üzemeltetésének hőérzeti és energetikai vonatkozásai

A méréseket a Debreceni Egyetem Épületfizika Laboratóriumában végeztem el 20 hallgató bevonásával (12 fiú és 8 lány), akik 15 percenként kérdőíveket töltöttek ki a hőérzettel kapcsolatban [69, 70]. A mérés során felváltva működött a mennyezet- és a padlófűtés (6.1 ábra) és a friss levegőt az ablak tokszerkezetében elhelyezett légbevezető nyílásokon keresztül juttattam a helyiségbe. A felfűtés 17 °C hőmérsékletéről indult. Adatgyűjtők segítségével

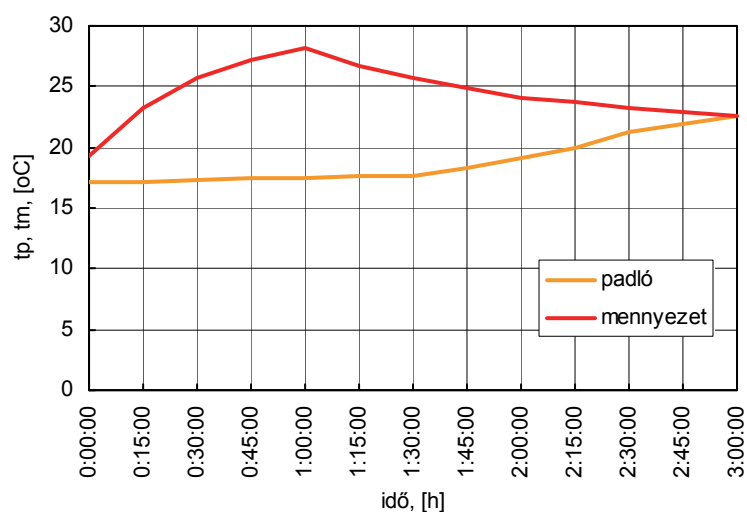
regisztráltam a léghőmérsékleteket, mértem a beáramló levegő hőmérsékletét és sebességét, a fal-, a falsarok-, az ablak, a padló és a mennyezet felületi hőmérsékletét, a fűtőközeg térfogatáramát, az előremenő és a visszatérő hőmérsékleteket.

mfűtés-be	0:00:00
mfűtés	0:15:00
mfűtés	0:30:00
mfűtés	0:45:00
mfűtés-ki	1:00:00
nincs	1:15:00
padlóf-be	1:30:00
padlóf	1:45:00
padlóf	2:00:00
padlóf	2:15:00
padlóf	2:30:00
padlóf	2:45:00
padlóf-ki	3:00:00



6.1 ábra Fűtési rendszer üzemeltetése

A mennyezet és a padló hőmérsékletének változását a 6.2 ábra mutatja be.



6.2 ábra Mennyezet és padló felületi hőmérséklete

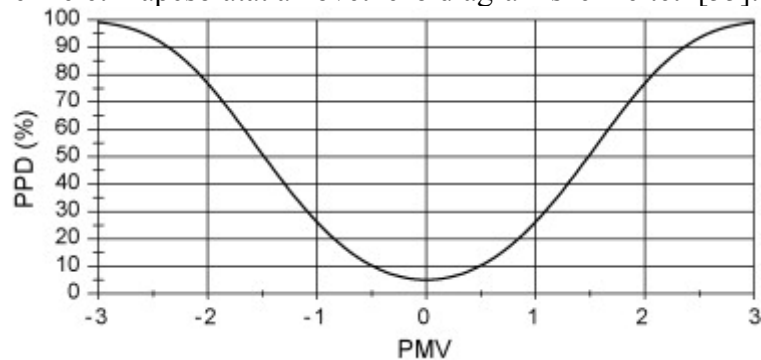
Látható, hogy, bár a padlófűtés az első másfél órában nem működött mégis emelkedett a hőmérséklete a mennyezettel történő sugárzásos hőcsere miatt. Ugyanakkor mivel a

mennyezetfűtésnek sokkal kisebb a tehetetlensége, jóval rövidebb idő alatt értem el a szükséges felületi hőmérsékletet.

A hőérzeti viszonyok várható alakulását a **PMV** és a **PPD** értékekkel lehet megadni. A PMV értéket a (4.4) összefüggéssel lehet meghatározni, a PPD értéket pedig a (6.1) egyenlettel számíthatjuk [53]:

$$PPD = 100 - 95e^{(-0,03353PMV^4 - 0,2179PMV^2)} \quad (6.1)$$

A PMV és a PPD elméleti kapcsolatát a következő diagram szemlélteti [55]:



6.3 ábra A PMV és a PPD elméleti kapcsolata

A hallgatók által kitöltött kérdőívben (6.4 ábra) a legfontosabb kérdés a hőérzet meghatározása volt a 7 pontos hőérzeti skálán.

Név:

Dátum:

Óra:

FELMÉRŐ ÍV

Válaszoljon az alábbi kérdésekre és/vagy jelölje be az Önnek megfelelő választ:

1. A helyiségben a mikroklíma hőérzeti szempontból:

A - megfelelő

B – nem megfelelő

2. A 7 pontos hőérzeti skálán jelölje be a megfelelő értéket:

- 3 hideg
- 2 hűvös
- 1 kellemesen hűvös
- 0 semleges
- +1 kellemesen meleg
- +2 meleg
- +3 forró

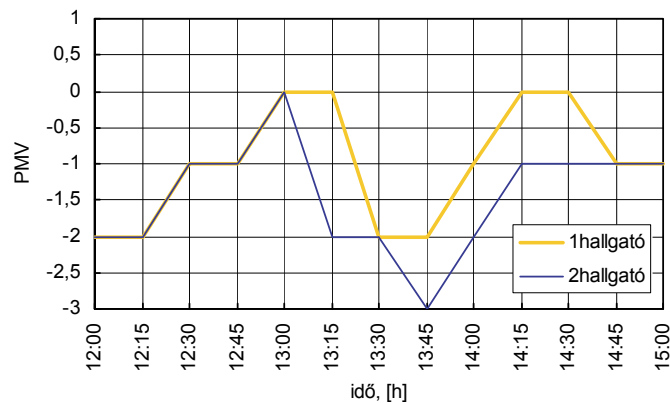
3. Melyik mikroklíma paramétert változtatná:

- levegőhőmérséklet	növelés	csökkentés
- fal felületi hőmérséklet	növelés	csökkentés
- padló felületi hőmérséklet	növelés	csökkentés
- mennyezet felületi hőmérséklet	növelés	csökkentés
- levegő áramlási sebessége	növelés	csökkenés

6.4 ábra A mérések során alkalmazott kérdőív

A helyiség két külső fallal rendelkezik (3.2 ábra). A mérések során a mozgatható falszerkezeteket a külső térben úgy helyeztem el, hogy a teszhelyiség sarokhelyiségként működjön. Az egyik alany hőérzeti szempontból rosszabb helyzetben volt mivel mögötte nem belső fal, hanem külső fal volt tehát azt vártam, hogy rosszabb értékekkel minősíti majd a környezetet. Egy-egy mérés során a bevitt hőenergia 3,9 kWh volt. Ha folyamatos fűtést feltételezünk, akkor a felhasznált energiamennyiség 4,2 kWh lenne. Ennek megfelelően jelen esetben a megtakarított energia 7%.

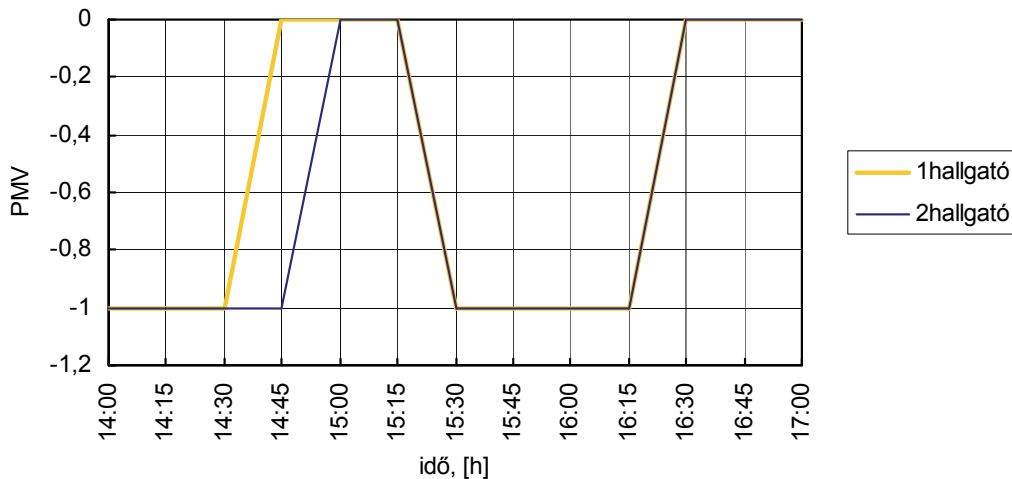
Az üzemeltetési mód alkalmazhatóságát természetesen a hőérzetre vonatkozó válaszok határozzák meg. A mérések rámutattak arra, hogy a 17 °C kiindulási hőmérséklet túlságosan alacsony ahhoz, hogy elfogadható értékeket kapjunk, viszont mivel a mérés több szakaszában is a hőérzetet ennek ellenére elfogadhatónak ítélték meg a benntartózkodók lehetséges, hogy egy nagyobb kiindulási hőmérséklet érték esetében elfogadható hőérzetet alakíthatunk ki alacsonyabb energiafelhasználás mellett. A 10 csoporttal lefolytatott mérések válaszaiból kettőt mutatok be az alábbiakban.



6.5 ábra Hőérzetre vonatkozó értékek (1. csoport)

12:00	B	B	n	n	n	s	n	n	n	c	n	
12:15	B	B	n	n	n	s	n	n	n	s	n	
12:30	B	B	n	n	n	c	c	n	n	n	c	c
12:45	B	B	n	n	n	c	s	n	n	n	c	s
13:00	A	A	n	s	s	c	s	n	s	n	c	s
13:15	A	B	s	s	n	c	c	n	n	n	c	c
13:30	B	B	n	n	n	n	c	n	n	n	s	c
13:45	B	B	n	n	n	s	c	n	n	n	s	c
14:00	B	B	n	n	n	s	s	n	n	n	s	s
14:15	A	B	n	s	s	s	s	n	s	n	s	s
14:30	A	A	n	s	s	s	s	n	n	s	s	s
14:45	A	A	n	s	n	s	c	n	s	n	s	c
15:00	B	B	n	n	n	n	c	n	n	n	s	c

6.6 ábra 3 kérdésre adott válaszok (1. csoport)



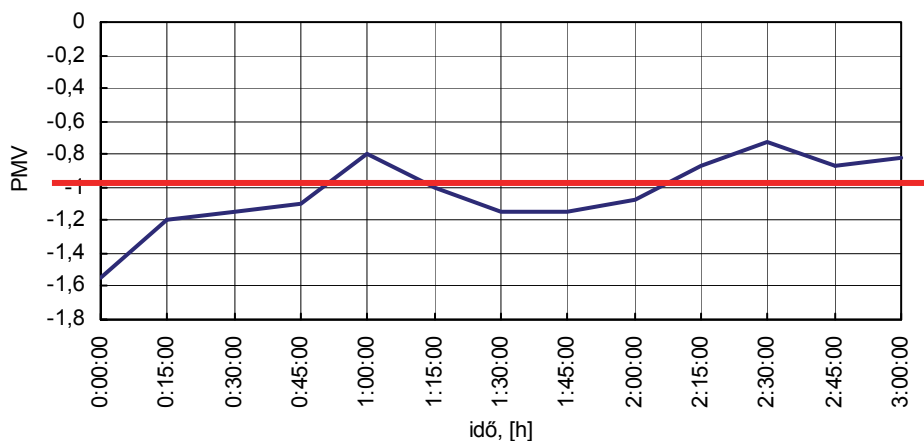
6.7 ábra Hőérzetre vonatkozó értékek (2. csoport)

12:00	A	A	s	n	s	s	s	s	s
12:15	A	A	s	s	s	s	s	s	s
12:30	A	A	s	s	s	s	s	s	s
12:45	A	A	s	s	s	s	s	s	s
13:00	A	A	s	s	s	s	s	s	s
13:15	A	A	s	s	s	s	s	s	s
13:30	A	A	s	s	s	s	s	s	s
13:45	A	A	s	s	s	s	s	s	s
14:00	A	A	s	s	s	s	s	s	s
14:15	A	A	s	s	s	s	s	s	s
14:30	A	A	s	s	s	s	s	s	s
14:45	A	A	s	s	s	s	s	s	s
15:00	A	A	s	s	s	s	s	s	s

6.8 ábra 3 kérdésre adott válaszok (2. csoport)

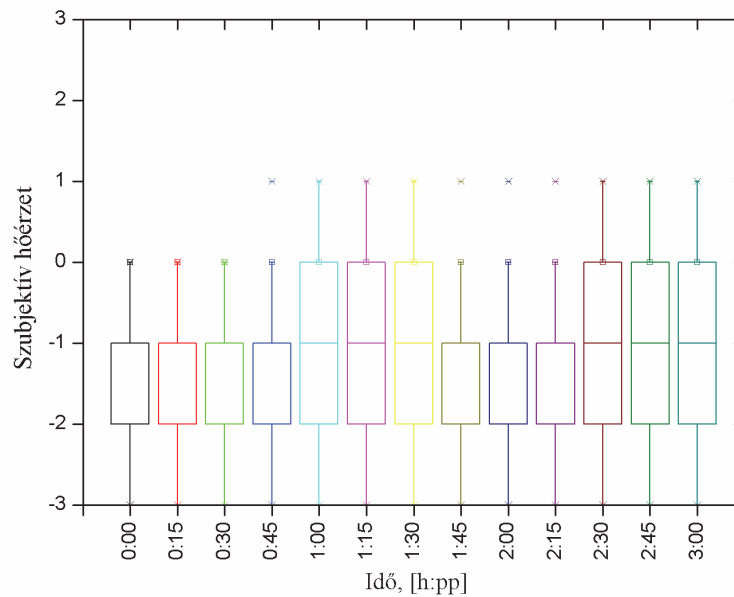
A 6.5 ábrában bemutatott értékek átlagosak. Ennél voltak jobb és voltak rosszabb értékek is. A 6.7 és 6.8 ábrán látható, hogy vannak rövid időszakok, amikor a szubjektív hőérzet értéke 0, vagyis a kialakított mikroklíma paraméterek a két alany számára ideálisak voltak, illetve a mikroklíma paraméterek értékein nem változtatnának.

Ha a mérések során kapott összes PMV érték átlagát elemezzük (6.9a ábra) akkor nagyon jól érzékelhető ennek az értéknek a növekedése a felfűtési szakaszokban, illetve csökkenése, amikor a rendszert kikapcsoltuk. Mindazonáltal a 3 óra mérési időből van 1 óra olyan időszak, amikor a hőérzeti érték nagyobb -1-nél (kellemesen hűvös zóna). A kutatások során tehát meg kell vizsgálni mi történik magasabb kiindulási hőmérsékletek esetében, illetve különböző szakaszos üzemeltetési módokra vonatkozóan.



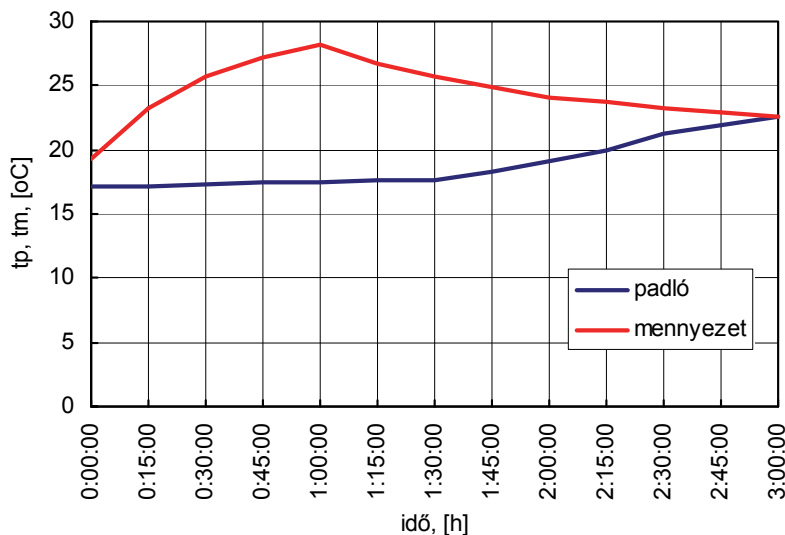
6.9a ábra Átlagos hőérzeti értékek

A kapott értékek statisztikai értékelését boxplot diagramban mutatom be (6.9b ábra). A diagram tartalmazza a medián értékét, az alsó és felső kvartilist.



6.9b ábra A mérési eredmények bemutatása boxplot ábrában

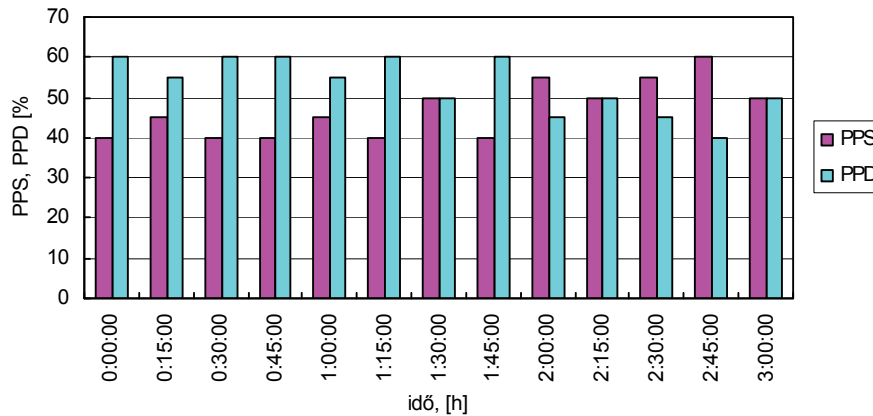
A 6.10 ábra mutatja be, hogy a mérések során hogyan alakult a mennyezet illetve a padló felületi hőmérséklete. Látható, hogy a mennyezet maximális hőmérséklete $28\text{ }^{\circ}\text{C}$ volt egy óra üzemidő után, majd a kikapcsolás után 2 óra alatt visszahűlt $22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ra. A padlóhőmérséklet valamennyit emelkedett az első 1,5 órában majd a bekapcsolás után 1,5 óra alatt elérte a $22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ -t. A mennyezetfűtés esetében tehát egy óra üzemidő alatt $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ -t emelkedett a hőmérséklet ($1\text{ }^{\circ}\text{C}/6,67\text{ perc}$), míg a padlófűtés esetében a hőfokemelkedés $4,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 1,5 óra alatt ($1\text{ }^{\circ}\text{C}/20\text{ perc}$).



6.10 ábra A padló- és a mennyezethőmérséklet lefutása

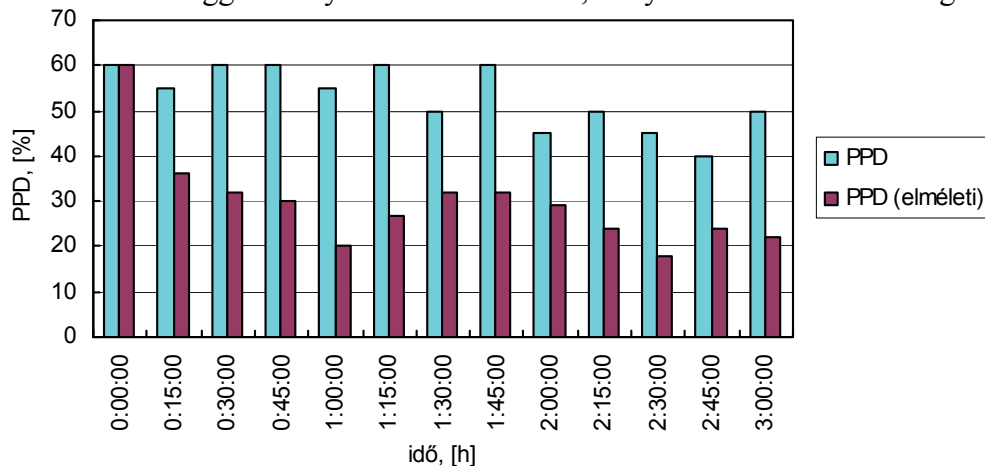
A 6.11 ábra bemutatja a hőérzettel elégedetlenek (PPD) és a hőérzettel elégedettek (PPS) arányát a mérés 3 órájában. Nagyon jól látható, hogy az elégedettek (a hőérzetet elfogadhatónak ítélik) aránya növekedett miután a padlófűtés is bekapcsoltuk. Az arány csökkenése a mérések végén, illetve az ingadozás a mennyezetfűtés működési ideje alatt, véleményem szerint az adaptációnak tudható be. Vagyis az egyének a hőmérsékletnövekedést

pozitívként értékelték, azonban miután ezt megszokták már nem tartották elegendőnek. A fűtést 1 óra üzemidő után teljesen kikapcsoltuk. Látható, hogy 1 óra 15 perckor az egyének rögtön reagáltak a kikapcsolásra, azonban, 1 óra 30 perckor (ekkor kapcsoltuk be újra a fűtést) már többen tartották elfogadhatónak a hőérzetet mint fél órával előtte. Véleményem szerint ez is az adaptációnak köszönhető. A fűtés kikapcsolása után a hőmérséklet emelkedés azonnal átváltott csökkenésbe. Később azonban az egyének megszokták azt, hogy már nem emelkedik a hőmérséklet.



6.11 ábra A hőérzettel elégedettek és elégedetlenek százalékos aránya

A 6.12 ábra a hőérzettel elégedetlenek arányát mutatja be: az alanyok válasza alapján, illetve a számított értéket az irodalomban megadott összefüggés alapján. Érdekes, hogy kiinduláskor a két érték teljesen megegyezik egymással. A szakaszos üzemeltetés során azonban nagy különbségek adódnak (a valós érték akár duplája is lehet az elméleti értéknek). Ez azt jelenti, hogy a szakirodalomban megadott összefüggések nagyon jól alkalmazhatóak a stacioner folyamatok elemzésére, azonban a dinamikusan változó mikroklíma paraméterek esetében ezek az összefüggések olyan értékeket adnak, melyek nem fedik a valóságot.



6.12 ábra A hőérzettel elégedetlenek számított és mért aránya

6.3 Különböző hőmérsékletintervallumok elemzése

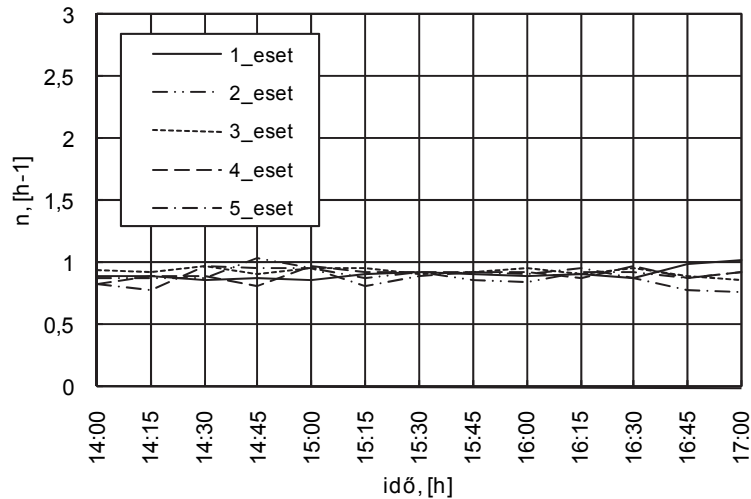
Az 6.1 táblázatban a közepes sugárzási hőmérséklet, levegőhőmérséklet, friss levegőáramlási sebessége (a légbevezető nyílásban) és a relatív nedvesség értékei vannak bemutatva. Öt különböző állapotot vizsgáltam a teszhelyiségben különböző lég és közepes sugárzási hőmérsékletre vonatkozó intervallumban. A hőkomfort paraméterek mellett az energiafogyasztásra vonatkozó adatokat is regisztráltam.

6.1 táblázat A mikroklíma paraméterek a vizsgált állapotokban (15 percnként mérve)

1 eset				2 eset				3 eset			
t_{ks} [°C]	t_i [°C]	w_{lev} [m/s]	φ_i [%]	t_{ks} [°C]	t_i [°C]	w_{lev} [m/s]	φ_i [%]	t_{ks} [°C]	t_i [°C]	w_{lev} [m/s]	φ_i [%]
22	21,5	0,93	61,7	20	19,4	1,1	51,7	19	18,5	1,17	54,3
23	21,6	0,94	62,1	21	19,8	1,1	52,1	20	18,7	1,15	57,2
24	21,7	0,89	60,9	21	20,4	1,1	51,6	21	19,1	1,22	57,3
25	21,8	0,91	57,7	22	21,1	1,3	50,3	21,5	19,7	1,14	57,2
25,5	21,9	0,9	57,4	23	21,6	1,2	49,5	22	20,3	1,2	55,9
25,5	22,1	0,96	57,1	23	21,8	1,1	49,3	22	20,7	1,19	55,6
25,5	22,8	0,97	56,1	23	21,9	1,15	47,9	22	20,8	1,14	53,6
25	23,4	0,95	55,8	23	22	1,08	46,5	22	21	1,15	53,1
25	23,8	0,94	53,9	23	22	1,06	47,8	22	20,9	1,2	53,2
25	24,2	0,95	51,9	23	22	1,15	47,6	22	20,9	1,13	53,1
25	24,3	0,92	49,6	22,5	22,1	1,15	46,7	22	20,9	1,19	51,7
24,5	24,4	1,05	51,2	22,5	22,2	1,09	45,5	22	21	1,12	50,6
24,5	24,3	1,1	51	22,5	22,3	1,15	45,4	22	21	1,07	50,3
Energiafogyasztás: 2,98 kWh				Energiafogyasztás: 3,55 kWh				Energiafogyasztás: 4,16 kWh			
4 eset				5 eset							
t_{ks} [°C]	t_i [°C]	w_{lev} [m/s]	φ_i [%]	t_{ks} [°C]	t_i [°C]	w_{lev} [m/s]	φ_i [%]				
19,5	19,1	1,02	46,3	17,5	17,7	1,04	44,8				
21	20,1	1,1	52	18	17,9	0,98	50,9				
21,5	20,4	1,11	55,5	18,5	18,3	1,22	51,2				
22	21	1,01	53,6	20,5	19,4	1,21	52,1				
22	21,4	1,2	53,1	21	19,7	1,19	52				
22,5	21,6	1,15	53,9	21	20,1	1,02	52,1				
21,7	21,8	1,15	98,1	21	20,2	1,13	51,9				
21,5	22	1,15	52,7	21,4	20,2	1,15	53				
21	22,2	1,15	51,7	20,6	20,7	1,14	52,6				
21,5	22,4	1,09	51,5	20,3	20,4	1,2	51,7				
21	22,5	1,21	51,1	20	20,2	1,1	51,4				
21,5	22,7	1,09	51,3	20,4	20,1	0,97	51,8				
21,5	22,7	1,14	50,3	20,8	20,3	0,96	52,4				
Energiafogyasztás: 4,04 kWh				Energiafogyasztás: 3,97 kWh							

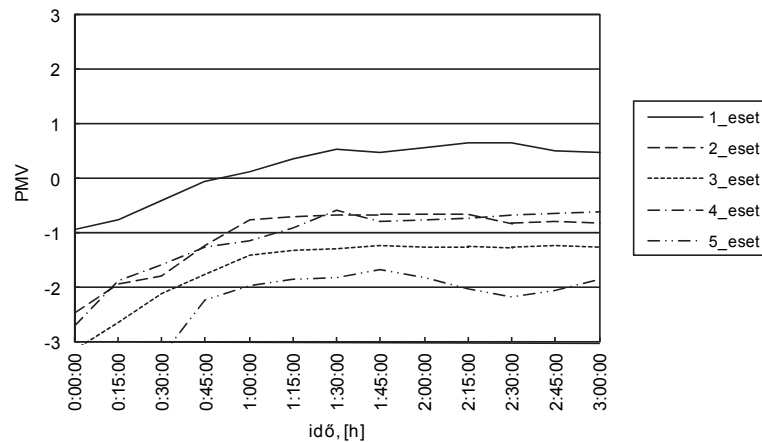
A mérések ideje alatt a „külső” hőmérsékletet -15 °C -ra állítottam be. A helyiségbe áramló friss levegő tömegárama a hőmérséklet ingadozások miatt kicsit változott a mérések ideje alatt. A számított légcsereszám változását mutatja be a 6.13 ábra.

A három óra hosszúságú mérések alatt a közepes sugárzási hőmérséklet $2...3,3\text{ °C}$ -al, a léghőmérséklet $2,5...3,6\text{ °C}$ -al emelkedett, míg a levegő relatív nedvesség tartalma $4...10,7\%$ -al csökkent.



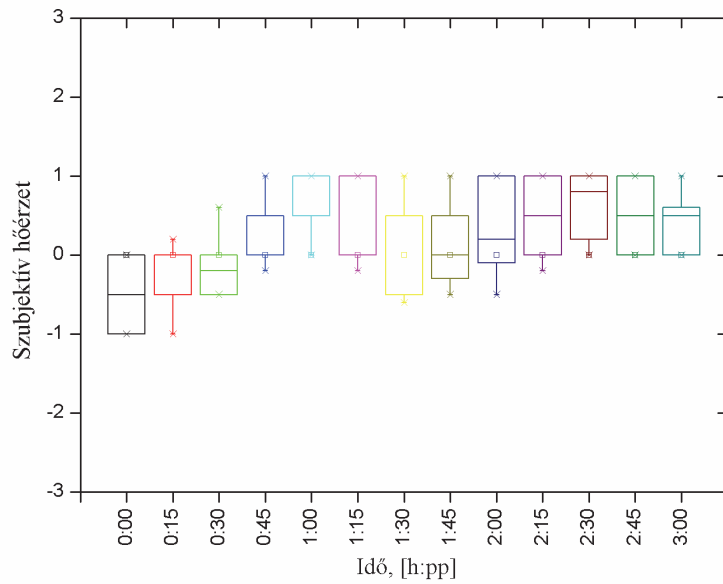
6.13 ábra A légcsereszám változása a mérések alatt

A mérések időtartama alatt az alanyokra vonatkozó mechanikai munka nullának tekinthető, a metabolikus hőmennyiség 1,2 met, a ruházat hőszigetelő képessége $I_{cl} = 1,0$ clo volt. Egy-egy mérést 10 alannyal 6 fiú és 4 lány végeztem el (5 csoport egy-egy vizsgált hőmérséklet-intervallumra vonatkozóan). Ha behelyettesítjük a mikroklíma paraméterek értékeit az 6.1-es táblázatból a (4.4) összefüggéssel számíthatóak a PMV értékek. A PMV értékeket a 6.14 ábra illusztrálja. Látható, hogy a legjobb eredmények az első esetben várhatóak, míg a legrosszabb eredményeket várhatóan az 5. esetre vonatkozóan adják majd az alanyok.

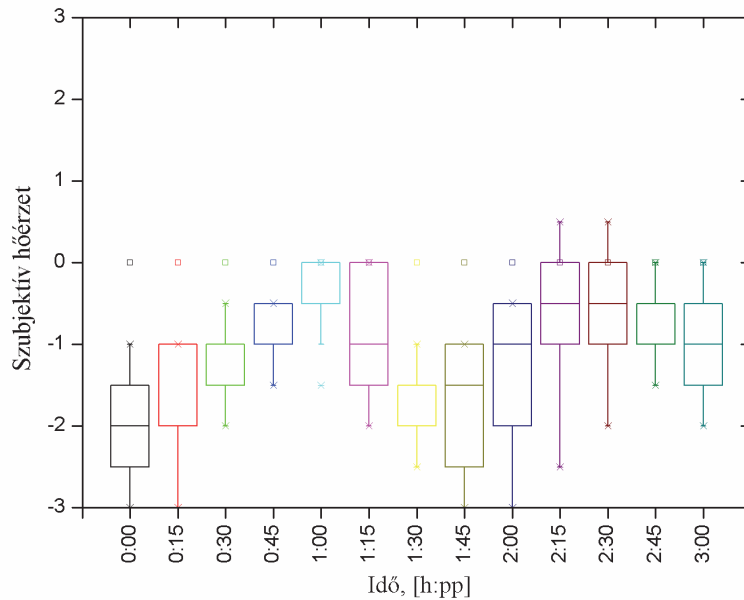


6.14 ábra Számított PMV értékek

A mérések ideje alatt az alanyoknak értékelniük kellett a hőérzetet a 7 pontos hőérzeti skálán. Az alanyok válasza alapján, az 6.15 a-e ábrán, boxplot diagramok segítségével, bemutatom a PMV értékek változását a vizsgált esetekre vonatkozóan.

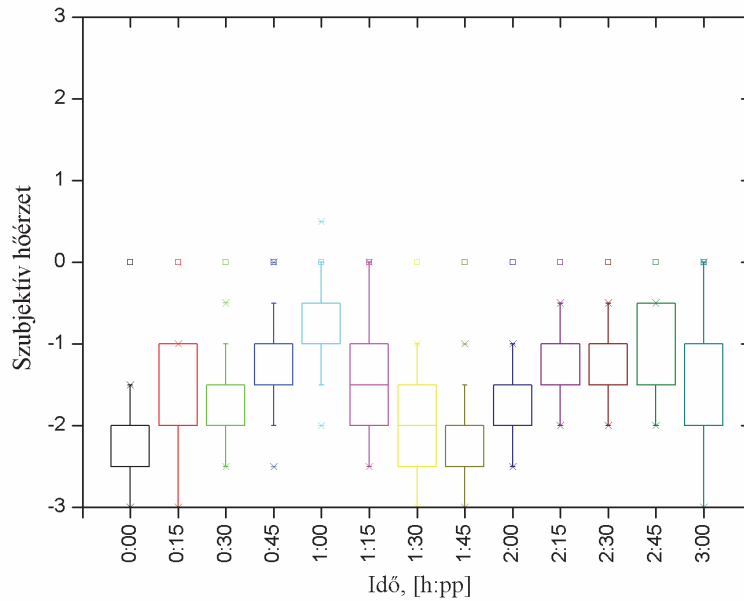


6.15 a. ábra A szubjektív hőérzet alakulása (1_eset)

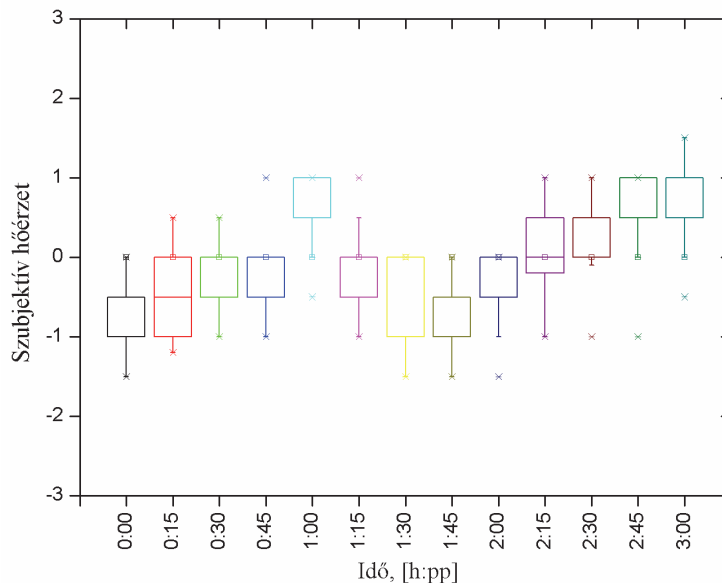


6.15 b ábra A szubjektív hőérzet alakulása (2_eset)

Az ábrák alapján megállapítható, hogy amíg a számított PMV érték minden esetben növekszik (6.14 ábra) a mért PMV érték kezdetben növekszik, majd mikor a mennyezetfűtést kikapcsoltuk ez az érték csökkent. Miután a padlófűtést bekapcsoltuk és az elkezdett felmelegedni a mért PMV érték újra növekedni kezdett. Az alanyok által meghatározott szubjektív PMV értékek a számított értékeknél magasabbak. Az alanyok válaszai alapján egyértelműen azonosítható az alany által elfoglalt hely a teszhelyiségben. A kettesszámú alany által adott válaszok legtöbb esetben kisebb értéket jelöltek be, mint az egyes alanyi válaszai. Ennek magyarázata az, hogy a kettesszámú alany környezetében két külső épületszerkezet található, míg az egyes számú alany az ablak nélküli fal hatásától védve volt [22].

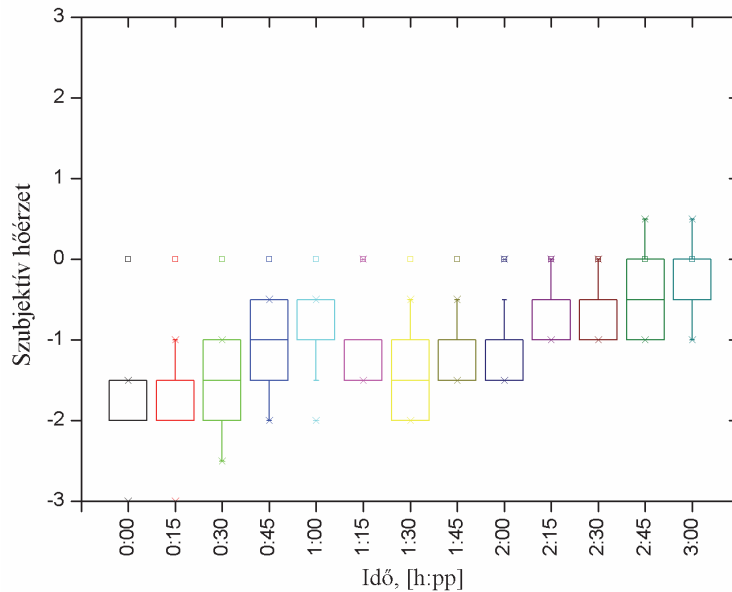


6.15 c ábra A szubjektív hőérzet alakulása (3_ eset)



6.15 d ábra A szubjektív hőérzet alakulása (4_ eset)

Az 5_ esetben látható, hogy a felfűtést 17 °C-ról kezdtük és az alanyok nem fogadták el a hőérzeti feltételeket csak utolsó 15 percben. A 2_ és 4_ eset csaknem azonos mikroklíma paraméterek szempontjából, de az energiafogyasztás szempontjából a 4_ eset előnyösebb, ahol még a leadott válaszok is magasabb értéket mutatnak. Az 1_ esetben leadott válaszok és mért értékek arra utalnak, hogy a hőérzeti viszonyok elfogadhatóságának alsó határa a 21,5 °C hőmérséklet érték körül van. Ebben az esetben a teljes felfűtési időszakot használati időszaknak tekinthetjük, ami azt jelenti, hogy ha a helyiségben a léghőmérséklet és közepes sugárzási hőmérséklet 21,5 °C abban a pillanatban, amikor belépnek a helyiségbe és a felületfűtést bekapcsoljuk (a hőmérsékletek emelkedni fognak) a PMV értékek 0 körül lesznek.



6.15e ábra A mért és számított PMV értékek összehasonlítása (5_ eset)

6.4 Összefoglalás

Az első mérésorozat melyet 20 alany bevonásával végeztem bizonyítja, hogy 17 °C levegőhőmérsékletről és közepes sugárzási hőmérsékletről kiindulva, a felületfűtések esetében a felfűtési illetve lehűlési szakaszban vannak időszakok, amikor a kialakuló mikroklíma paraméterek az elfogadható határértékek között helyezkednek el. A mérések alapján megállapítható, hogy a rendszerek beindítása után 45 perccel a mikroklíma elfogadható.

A mérési eredmények azt mutatták ki, hogy a szakirodalomban ismert PPD görbe, nem fedi igazán azt az esetet, amikor felületfűtést alkalmazunk, és azt dinamikusan üzemeltetjük. A megadott értékeknél jóval magasabb értékeket kaptunk, ami arra utal, hogy az emberek érzékenyebbek a felületi hőmérsékletek alacsonyabb értékeire, mint az alacsonyabb léghőmérsékletekre, ha a légsebesség komforttartományban van.

A második mérésorozat azt bizonyítja, hogy ha megfelelő kiindulási értéket választunk a közepes sugárzási hőmérsékletnek és a léghőmérsékletnek, akkor a benttartózkodók által adott szubjektív hőérzeti válaszok értéke 0 körül lesz, ha a padlófűtést és a mennyezetfűtést kombinálva felváltva üzemeltetjük. Figyelembe véve azt, hogy a teljes hőtároló tömeg 5 °C-al történő felfűtéséhez 2,9 kWh hőre van szükség és a teszthelyiség hővesztesége a mérési időszak három órájára (belső hőmérséklet 22 °C, külső hőmérséklet –15 °C) 1,14 kW, az összes energia felhasználás a felfűtési időszakban 19 °C-ról 24 °C-ra (6 óra folyamatos működés) 9,74 kW óra lesz. Ha a 6 órai folyamatos működtetés helyett a 4_ és az 1_ esetet alkalmazzuk egymás után, akkor az összes energiafogyasztás 7,02 kW óra lesz, ami 27 % energia megtakarítást eredményez. A mérések szerint ez a két eset mindvégig megfelelő hőérzetet fog biztosítani a benttartózkodók számára.

7. PADLÓ- ÉS MENNYEZETFŰTÉS SZAKASZOS ÜZEMELTETÉSÉNEK VIZSGÁLATA VÁLTOZÓ LÉGCSERESZÁMOK MELLETT

7.1 Bevezetés

Az épületfelújításon kívül az épületek fűtési energiafogyasztása megfelelő üzemeltetéssel is csökkenthető. radiátoros fűtési rendszerek esetében a szakaszos fűtéssel elérhető megtakarítás akár 10 % is lehet [66]. A léghőmérséklet dinamikus változtatásának hőérzeti kérdéseivel a Budapesti Műszaki Egyetemen több kutatási projekt esetében is foglalkoztak [64, 68, 72]. A jelenlegi EU irányelvek szerint 2020-ra csak közel zéró energiafogyasztású épületek kapnak építési engedélyt. Ezeknél az épületeknél nem csak az energiafogyasztás, hanem az exergiafogyasztás is nagymértékben csökken. Az alacsony exergiaigényű épületeket alacsony hőmérsékletű fűtés és magas hőmérsékletű hűtés jellemzi, így nagy fűtő-, hűtő felületek (padló, fal, mennyezet) szükségesek [75]. Az ember és környezet közötti hőcsere folyamatát, illetve ennek hőérzeti vonatkozásait több kutató is vizsgálta [65, 71, 72, 73, 74] de ezen rendszerek szakaszos üzemeltetése esetén, változó légcserével, a hőérzet alakulását még nem vizsgálták. Az ISO 7730 és ASHRAE 55 szabványok előírják a belső környezeti paraméterek tervezési értékeit. Ezek az értékek stacioner állapotokra vonatkoznak. Szükségesnek tartottam a szubjektív hőérzet vizsgálatát abban az esetben, amikor a padló- vagy a mennyezetfűtés szakaszosan működik és változó a légsebesség. Az eddigi méréseim alapján nagyobb hőmérsékletek mellett végeztem a méréseket és vizsgáltam a mérési alanyok által adott szubjektív hőérzeti válaszokat. A méréseket a Debreceni Egyetem Épületfizikai Laboratóriumában végeztem.

7.2 Anyag és módszer

Az előző méréseim alapján a mérések időtartamát 4 órában határoztam meg úgy a padló-, mint a mennyezet fűtés esetében, de a két fűtési rendszerrel figyelembe véve a hőtehetlenséget más-más üzemeltetési stratégiát választottam. A méréseket 32 alany (24 fiú és 8 lány) bevonásával végeztem el. A ruházat hőszigetelő értéke 1,0 clo volt és ez nem volt változtatható a mérés során. Az alanyok életkora 22 és 29 év között szórta. A mérések időtartama alatt a légcsereszámot (ACH) óránként változtattam: 2.0 h^{-1} , 4.0 h^{-1} , 6.0 h^{-1} , 8.0 h^{-1} . A beépített légtechnikai rendszer fent-fent (fent befúvás-fent elszívás) légvezetéssel rendelkezett. Gyakorlatilag tehát a tartózkodási zónában a légsebesség óránként változott. A szellőzést egy kettős hővisszanyerővel ellátott légtechnikai rendszer segítségével biztosítottam. A külső friss levegő egy $3.0 \times 50.0 \times 3.0$ m puffer térbe érkezik, amely mintegy 130 tonna hőtároló tömeggel rendelkezik. A hőtároló kapacitása ennek a térnek 116 MJ/K . Ebből a térből a friss levegő egy hővisszanyerőn keresztül előbb a teszthelyiség és az adiabatikus kamra közötti rész „belső” terébe érkezik. Innen egy újabb hővisszanyerőn keresztül juttatjuk a levegőt a teszthelyiségbe. Ennek megfelelően a teszthelyiségbe érkező

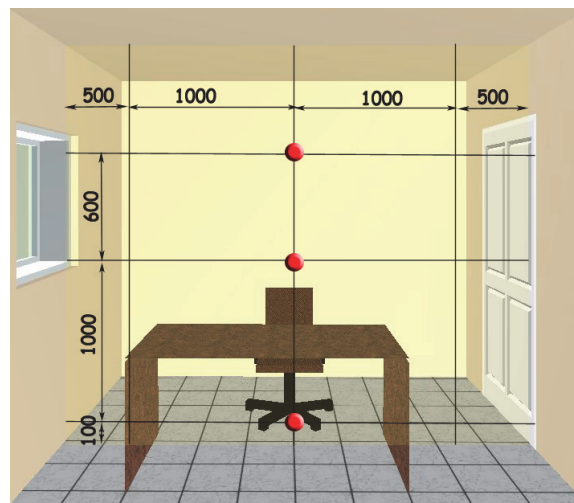
levegőnek a hőmérséklete mintegy 0,2-0,5 °C-al marad el a távozó elhasznált levegő hőmérsékletétől.

7.3 Mérések

A padlófűtés esetén a rendszer a mérés indításával egy időben indult, majd három óra után kikapcsolásra került. A mennyezetfűtés esetében a rendszert, a mérés indítása után egy órával indítottam csak be, majd két óra üzem után kikapcsolásra került. Így a mérés során a padlófűtés három órán át, a mennyezetfűtés pedig két órán át üzemelt. Az alanyok a mérés során az alábbi kérdésekre adtak 15 percnként választ:

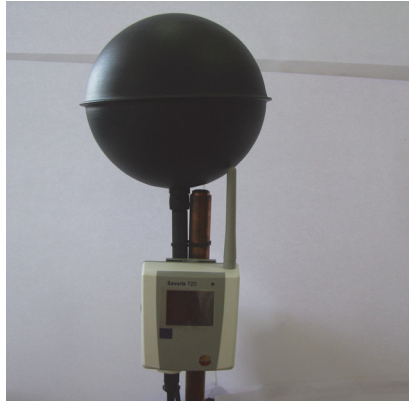
1. Értékelje az általános hőérzetet a hét pontos skálán
2. A levegő áramlási sebessége általában elfogadható-e?
ha nem, akkor növelni kell
csökkenteni kell
- 3) Érez-e huzatot?
ha igen hol? (boka, test, nyak, fej)
- 4) A környező felületek hőmérséklete elfogadható-e?
ha nem növelni kell
csökkenteni kell
- 5) A levegő minősége általában megfelelő-e?

Adatgyűjtők segítségével regisztrálásra került a külső hőmérséklet, a belső hőmérséklet, a belső levegő relatív nedvességtartalma a helyiség középpontjában a padlószinttől 0,1 m, 1,1 m és 1,7 m magasságban (7.1 ábra).



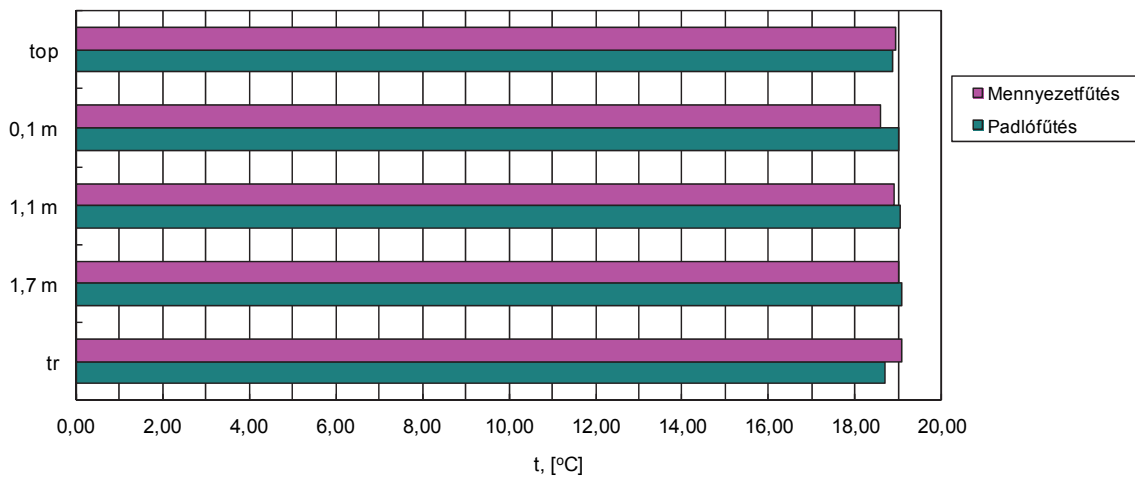
7.1 ábra A mérési pontok elhelyezése

A mérés során 15 percnként rögzítésre kerültek a felületi hőmérsékletek (külső fal, falsarok, ablak, padló, mennyezet), a közepes sugárzási hőmérséklet (egy pontban a helyiség közepén 1,7 m magasságban a padlószinttől), friss levegő hőmérséklete, friss levegő belépő sebessége, levegő áramlási sebessége (a padlószinttől 0,1 m, 1,1 m és 1,7 m magasságban), a turbulencia intenzitása a helyiség közepén 1,1 m magasságban, a fűtőközeg előremenő és visszatérő hőmérséklete, illetve tömegárama. A TESTO 175-H2 adatgyűjtők, illetve a TESTO 435 gömbhőmérséklet érzékelőt (7.2 ábra) a megfelelő mérési pontokban helyeztem el. A mérések alatt a helyiségben két személy tartózkodott. A mérések során a kiindulási hőmérsékleteket mindig azonos értéken tartottam.



7.2 ábra A glóbuszhőmérsékletek mérése

A mérések során a kiindulási hőmérsékletértékeket mutatja be a 7.3 ábra. Látható, hogy némi eltérés mégis kialakult az egyes mérések között, de ez 0,5 °C-on belül van, ami több hőmérséklet érzékelőnél a hibahatár felső értéke.



7.3 ábra A kiindulási hőmérsékletértékek

A mérések során a légsebességek a glóbuszhőmérő körül 0,04-0,09 m/s között alakultak (7.1 táblázat).

7.1 táblázat Légsebességek

Légcsereszám $n, [h^{-1}]$	Mérési pont		
	0.1 m	1.1 m	1.7 m
2	0,02	0,04	0,03
4	0.02	0.05	0.04
6	0.05	0.09	0.05
8	0.13	0.09	0.08

Ennek megfelelően a közepes sugárzási hőmérséklet meghatározásánál a 7.1 összefüggéssel dolgoztam [53]:

$$\bar{t}_r = \left[(t_g + 273)^4 + 2.5 \times 10^8 \times v_{ar}^{0.6} (t_g - t_i) \right]^{0.25} - 273 \quad (7.1)$$

A mért turbulencia intenzitás értékei 36-46% között voltak. Ezek alapján a huzattal elégedetlenek százalékos arányát az alábbi összefüggéssel határoztam meg [53]:

$$DR = (34 - t_i) (v_{ar} - 0.05)^{0.62} (37SD + 3.14) \quad (7.2)$$

ahol: SD – a légsebesség standard deviációja (korrigált empirikus szórás).

A turbulencia intenzitás és a légsebességek standard deviációja közötti kapcsolatot az alábbi összefüggés adja meg [53]:

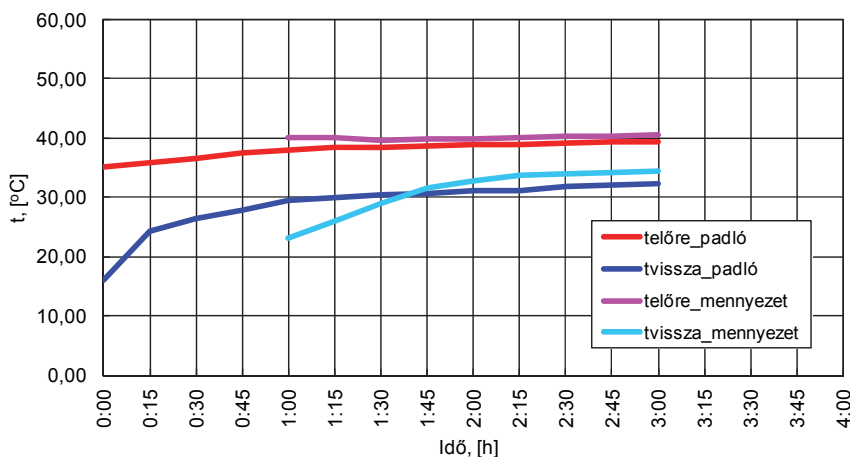
$$Tu = 100 \frac{SD}{v_{ar}} \quad (7.3)$$

A (7.2) és (7.3) összefüggések alapján a huzattal várhatóan elégedetlenek százalékos arányának értékeit a (7.2) táblázat tartalmazza.

7.2 Táblázat Huzattal elégedetlenek aránya, [%].

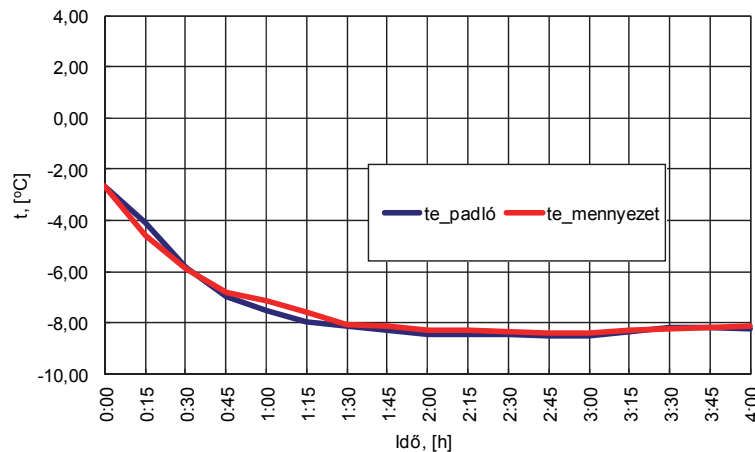
$ACH, [h^{-1}]$	DR
2	6,3
4	9,6
6	14,1
8	14,3

Ahhoz, hogy a teszhelyiségbe betáplált hőmennyiséget pontosan meg tudjam határozni mértem a fűtőközeg tömegáramát és hőmérsékletét. A mennyezetfűtés esetén a tömegáram 150 l/h volt, míg a padlófűtésnél 130 l/h értéket mértem. A fűtőközeg előremenő és visszatérő hőmérsékletének alakulását a padlófűtés (telőre_padló, vissza_padló) és a mennyezetfűtés esetében (telőre_mennyezet, vissza_mennyezet) a mérés során a 7.4 ábra illusztrálja.



7.4 ábra Fűtőközeg hőmérséklete a mérés során

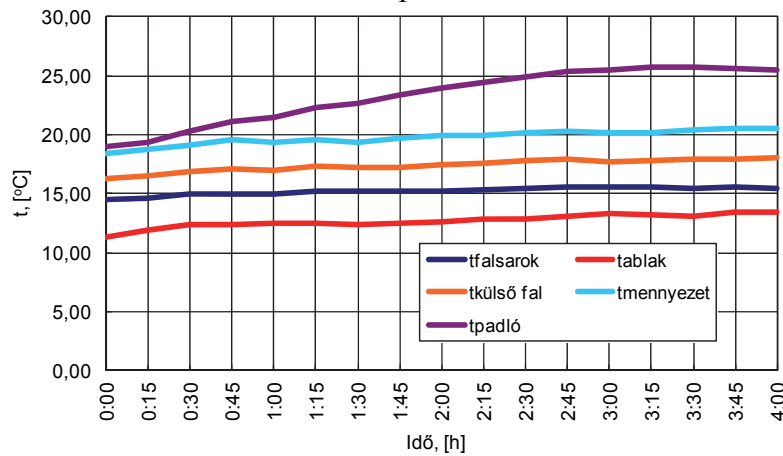
A tömegáram és a hőmérsékletértékek ismeretében az energiafogyasztás padlófűtés esetében (3 óra üzem) 3,76 kWh volt, míg mennyezetfűtés esetében 3,59 kWh adódott (2 óra üzem). A 7.5 ábrában látható a „külső” hőmérséklet alakulása a mérések során.



7.5 ábra A „külső” hőmérséklet értékei a mérések során

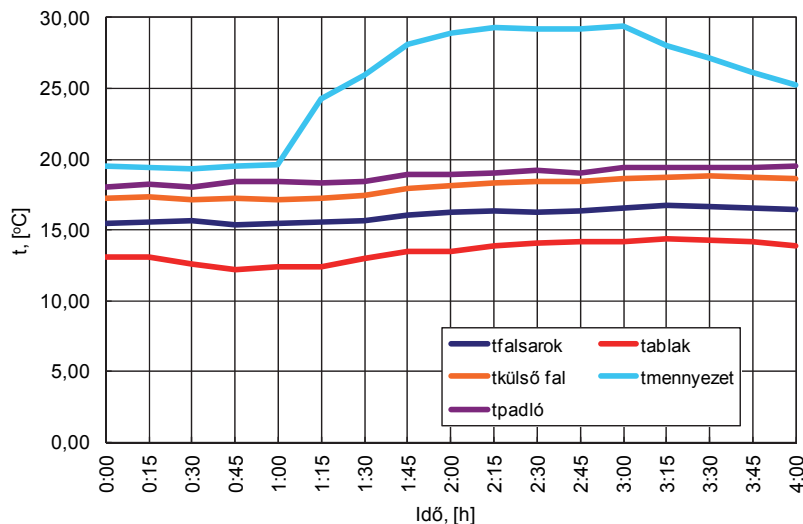
A teszhelyiség hőtechnikai paramétereinek ismeretében, a belső hőnyereségek figyelembevételével, illetve a külső-belső hőmérsékletek alapján meghatároztam a teszhelyiség elméleti fűtési energiafogyasztását, ami 4,01 kWh-ra adódott.

Az egyes felületek hőmérsékletének alakulását padlófűtés esetében a 7.6 ábra mutatja be.



7.6 ábra Felületi hőmérsékletek alakulása padlófűtés esetében

Mennyezetfűtés esetében a felületi hőmérsékletek a 7.7 ábra szerint alakultak.



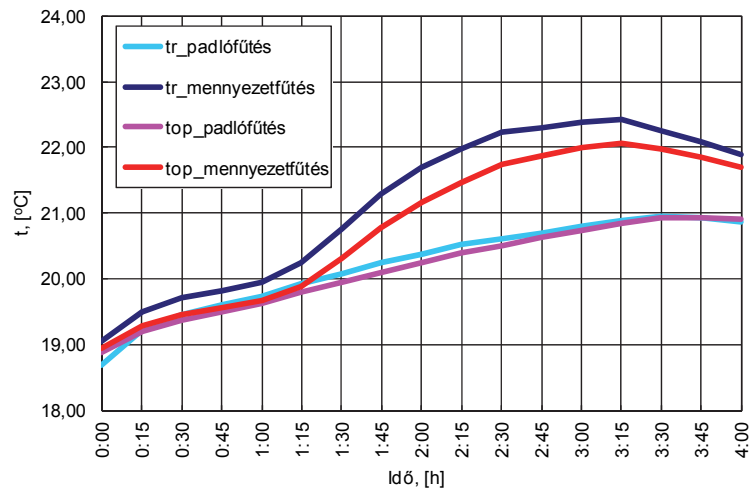
7.7 ábra Felületi hőmérsékletek alakulása mennyezetfűtés esetében

A hőérzet tekintetében a mért adatok alapján meghatároztam a közepes sugárzási hőmérséklet valamint az operatív hőmérséklet alakulását a mérések során. Ezeknek értékei a 7.6 ábrában kerülnek bemutatásra.

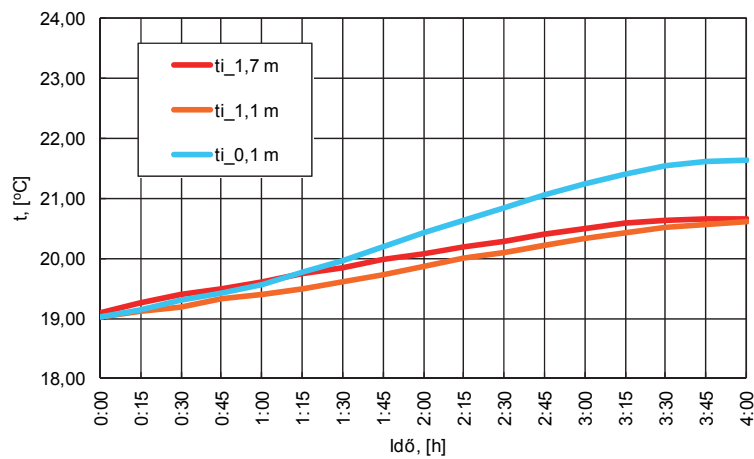
Az ábrában látható, hogy a mennyezetfűtés esetében a közepes sugárzási hőmérséklet 1 °C-al emelkedett a mérés első órájában, annak ellenére, hogy a rendszer nem volt bekapcsolva a „külső” hőmérséklet pedig csökkent. Ennek egyedüli magyarázata az lehet, hogy a helyiségben tartózkodó két személy által leadott metabolikus hő (~230 W) elegendő volt ennek a hőfokemelkedésnek a létrehozására. Látható ugyanakkor, hogy bár a padlófűtés üzemelt a mérés kezdetétől, hasonlóképpen 1 °C-al emelkedett a felületi hőmérséklete a mérés első egy órájában. Ebből azt a következtetést vontam le, hogy a padlófűtés esetén a rendszer üzemeltetése az első órában gyakorlatilag semmi hatást nem fejtett ki a közepes sugárzási-, illetve az operatív hőmérsékletre.

A léghőmérséklet alakulását a mérés során a 7.9 ábra mutatja be. Az első órában a léghőmérséklet 0,5 °C-t emelkedett. A vertikális hőmérsékletkülönbség a mérés során egyre

nagyobb lett. A rendszer hőtehetetlensége miatt, a hőfokemelkedés folytatódott a kikapcsolás után is.

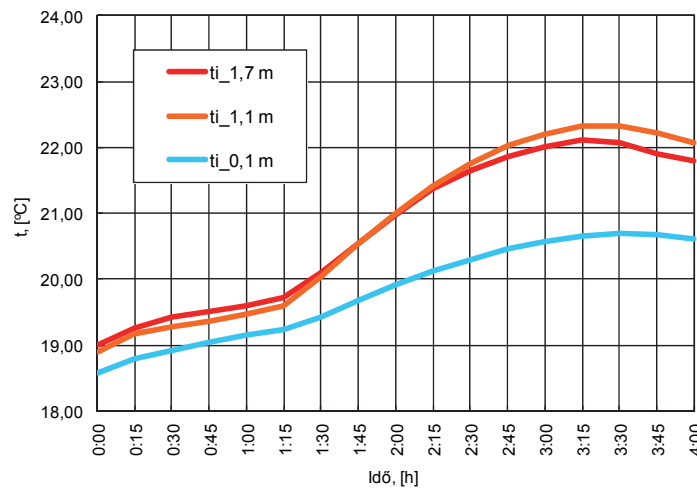


7.8 ábra Közepes sugárzási hőmérséklet és operatív hőmérséklet változása



7.9 ábra Léghőmérsékletek padrófűtés esetében

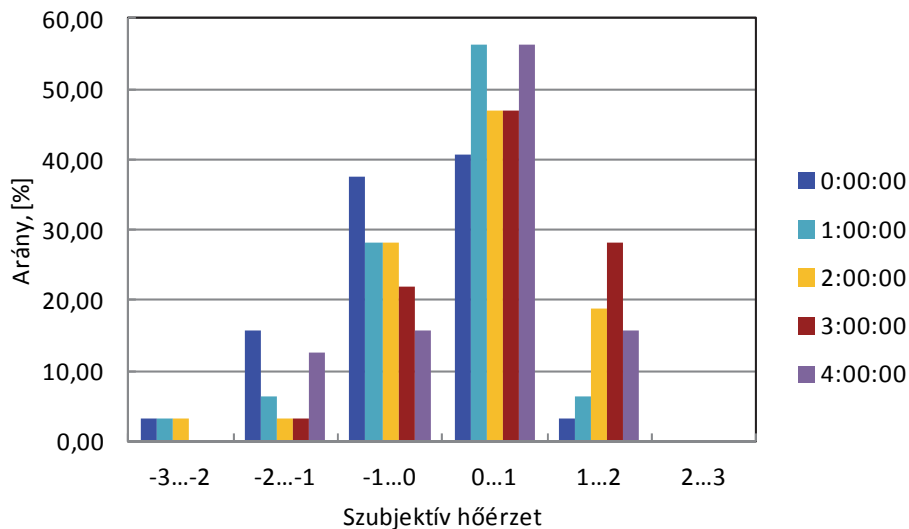
A mennyezetfűtés esetében a léghőmérséklet 15 perccel a bekapcsolás után már $1\text{ }^{\circ}\text{C}/30\text{ perc}$ sebességgel emelkedett. A kikapcsolás után 15 perccel pedig azonnal csökkenni kezdett (7.10 ábra).



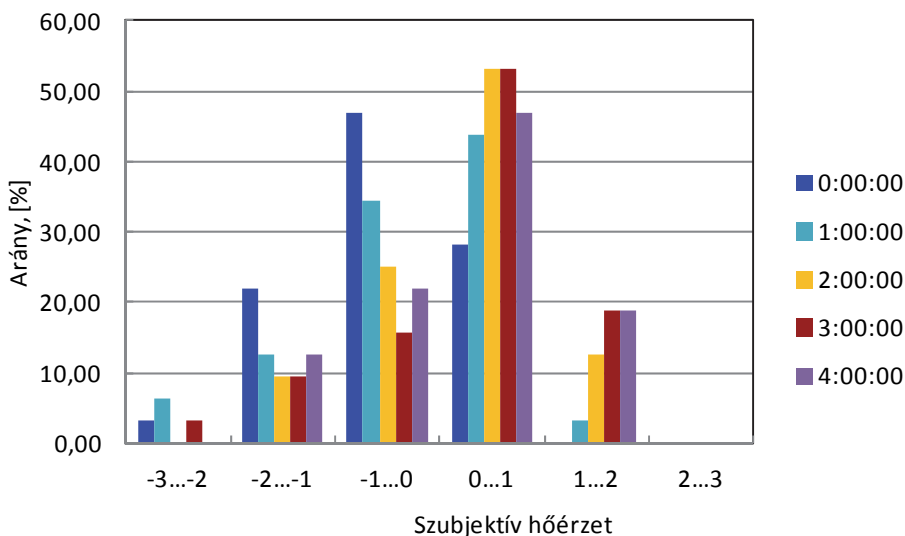
7.10 ábra Léghőmérsékletek mennyezetfűtés esetén

7.4 Mérési eredmények kiértékelése

Az MSZ CR 1752 szabvány három épületkategóriát különböztet meg a komfort szempontjából. Az „A” kategóriának megfelelő PMV értékek $-0,2$ és $+0,2$ között kell legyenek, a „B” kategóriában $-0,5$ és $+0,5$ között és végül a C kategóriában $-0,7$ és $+0,7$ értékekről beszélhetünk. A 7.11-7.14 ábrában láthatóak, a szubjektív hőérzettel kapcsolatos kérdésre a 32 alany válaszai. A 7.11 és 7.13 ábrákban a pontos órákban adott válaszok intervallumonkénti aránya látható (szubjektív hőérzet hisztogramja) a mérés során. A 7.12 és 7.14 ábrákban az egyes intervallumoknak megfelelő válaszok arányának változását mutatom be. Látható, hogy voltak esetek, amikor az egyén nagyon hidegnek vagy túl melegnek érezte a zárt tér mikrokozmoszát, de ez nagyon jól korrelál az egyének által megadott preferált hőmérsékletekkel (26 °C , illetve 20 °C). Természetesen azok az egyének, akik jóval magasabb hőmérsékletekhez vannak szokva, nagyon hidegnek érezték a $19\text{-}22\text{ °C}$ közötti átlagos lég- és közepes sugárzási hőmérséklettel jellemzett teret.



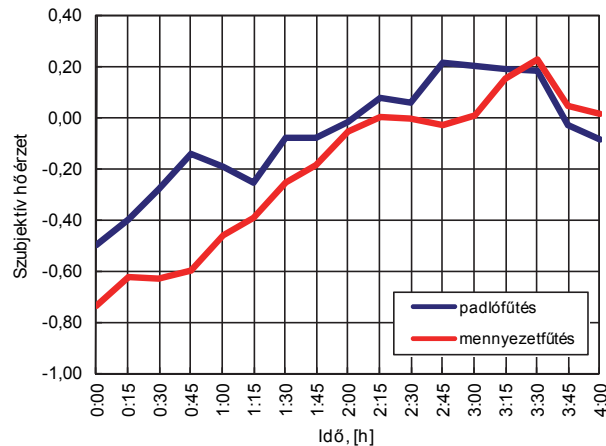
7.11 ábra A 32 alany szubjektív hőérzeti válaszainak hisztogramja (padlófűtés)



7.12 ábra A 32 alany szubjektív hőérzeti válaszainak hisztogramja (mennyezetfűtés)

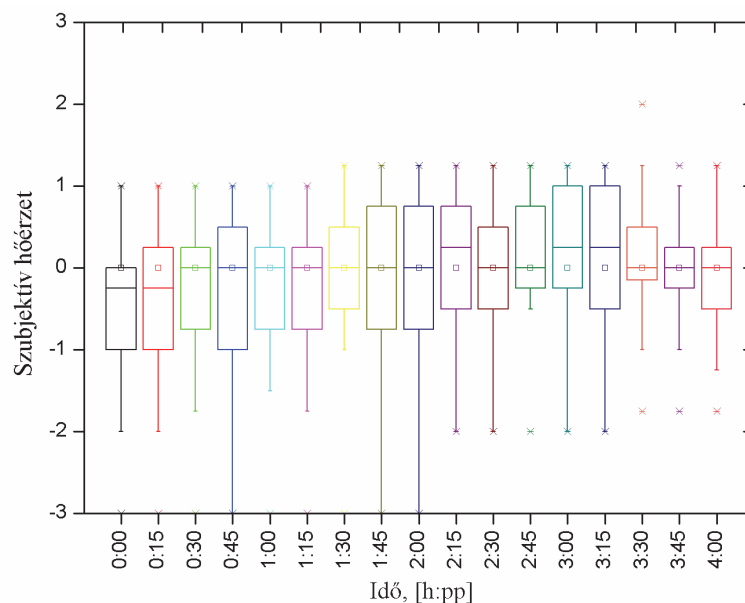
Jól látható, hogy a legtöbb választ a 0...+1 intervallumban kaptam. A válaszok száma a mérés előrehaladtával növekedett a +1...+2 intervallumban, azonban az utolsó egy órában úgy a padló-, mint a mennyezetfűtés esetében csökkenés tapasztalható.

A 7.13 ábra mutatja be a 32 alany esetében a szubjektív hőérzet átlagos értékének változását. Látható, hogy a padlófűtés esetében a hőérzeti értékek jobbak annak ellenére, hogy mennyezetfűtés esetén nagyobb közepes sugárzási- és operatív hőmérsékletek alakultak ki. Mindkét rendszer esetében a kikapcsolást hőérzeti szempontból fél órával a művelet után érzékelték az alanyok.

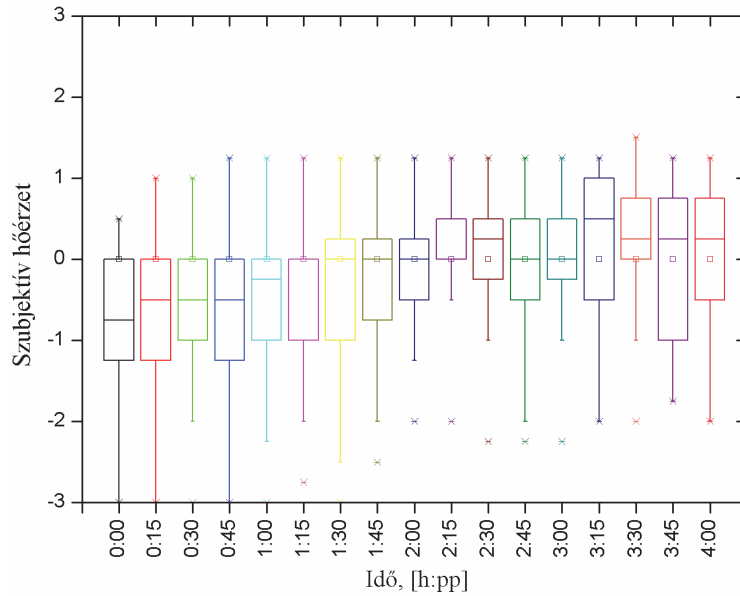


7.13 ábra A szubjektív hőérzet átlagos értéke

A válaszok statisztikai értékelésének eredményeit boxplot diagramban ábrázoltam padlófűtés esetében (7.14 ábra), illetve mennyezetfűtés esetében (7.15 ábra).

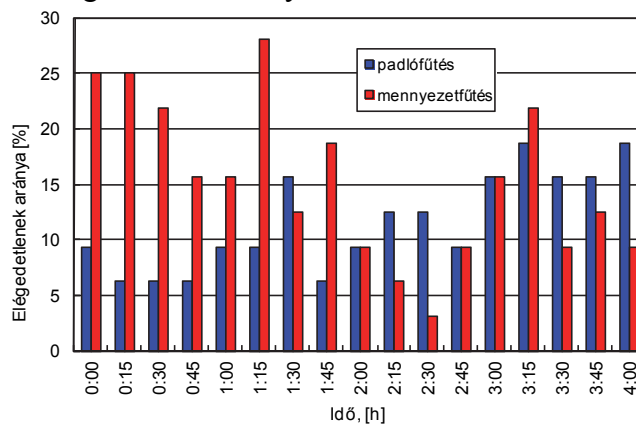


7.14 ábra Az alanyok által adott válaszok boxplot diagramban (padlófűtés)



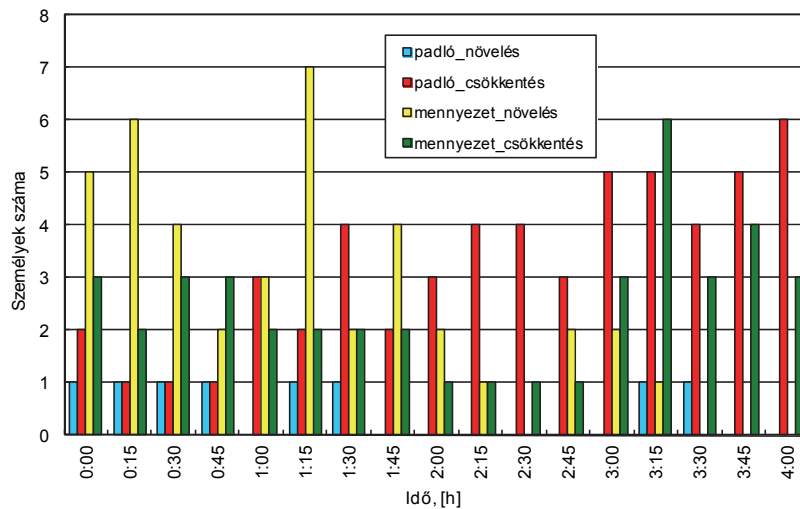
7.15 ábra Az alanyok által adott válaszok boxplot diagramban (mennyezetfűtés)

A hőérzettel kapcsolatos elégedetlenség arányának alakulását a 7.16 ábra szemlélteti.

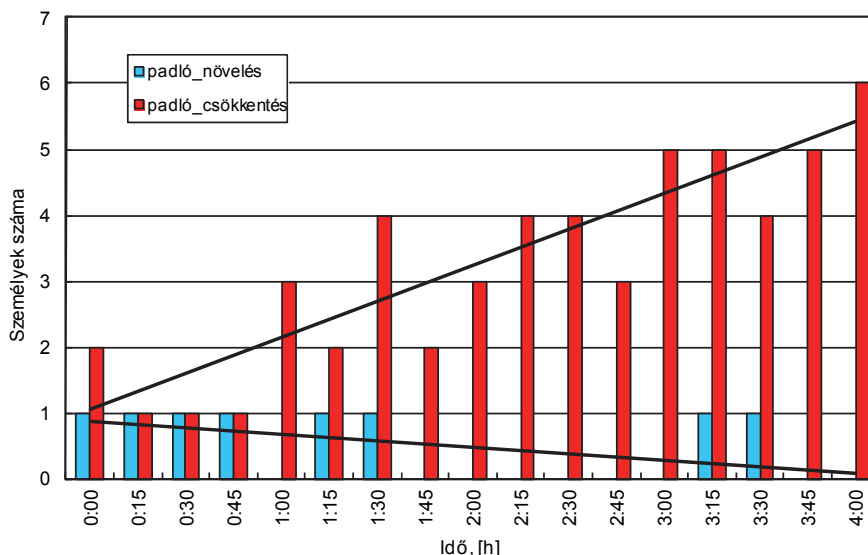


7.16 ábra A hőérzettel elégedetlenség aránya

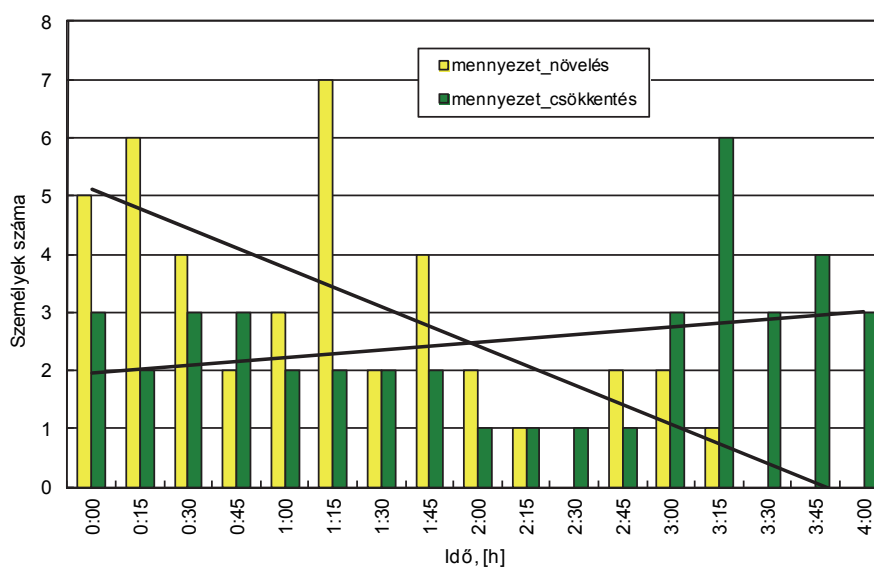
A 7.16 ábrát egyszerre kell szemlélni a 7.17 ábrával, amelyben az alanyok válasza látható arra kérdésre, hogy a padló-, vagy a mennyezet hőmérsékletét emelni vagy csökkenteni kellene.



7.17 ábra A felületi hőmérsékletek megváltoztatásával kapcsolatos igények alakulása



7.18 ábra Padlófelület hőmérsékletével elégedetlenek trendje



7.19 ábra Mennyezet hőmérsékletével elégedetlenek trendje

A 7.18 és 7.19 ábrában a mérés során bekövetkező igények változását regressziós egyenesek segítségével emeltem ki.

Padlófűtés esetén látható, hogy a hőérzettel elégedetlen alanyok nagyobb százalékban azt kérték, hogy a padló felületi hőmérséklete csökkenjen. A mérés során, az idő előrehaladtával ezt egyre többen kérték, hiszen a padló felületi hőmérséklete folyamatosan emelkedett a mérés során. Mennyezetfűtés esetében a mérések kezdetén az alanyok a mennyezet hőmérsékletének emelését kérték. A fűtési rendszer bekapcsolása után ez a kérés megszűnt, azonban a mérés utolsó egy órájában (mikor már gyakorlatilag ki volt kapcsolva a fűtési rendszer) többen a mennyezet hőmérsékletének csökkenését kérték.

7.5. Összefoglalás

A mérési eredmények alapján megállapítható, hogy a 22-23 °C hőmérséklettel rendelkező mennyezetfűtés egy 2,5 m belmagasságú térben diszkomfortot okoz, még akkor is, ha a légsebességet a megengedett értékhatár közelére választjuk. A 32 alany válaszai alapján

megállapítható, hogy padlófűtés esetén a 19-21 °C közepes sugárzási- és operatív hőmérsékletintervallumban jobb szubjektív hőérzeti értéket érünk el, mint mennyezetfűtés esetén a két paraméter 19-22 °C értéktartományában. Ugyanakkor mindkét esetben a mérés utolsó 30 percében az alanyok közel 18%-a magasnak értékelte a fűtőfelület hőmérsékletét és ennek csökkentését igényelte. Mennyezetfűtés esetén a felületi hőmérséklet ebben az időintervallumban 27 °C-ról 25 °C-ra csökkent, padlófűtés esetén pedig 26,5 °C-ról 26 °C-ra csökkent. Az energiafogyasztás tekintetében a mennyezetfűtés bemutatott szakaszos üzemeltetésével 10,4%, a padlófűtés egy órás kikapcsolásával pedig 6,2% megtakarítást érhetünk el.

8. A MEGFELELŐ HŐÉRZET ÉS BELSŐ LEVEGŐ MINŐSÉG BIZTOSÍTÁSÁNAK ENERGETIKAI KÖVETKEZMÉNYEI

8.1 Bevezetés

A komfortfokozat alapján az MSZ CR 1752 az épületeket három kategóriába sorolja (8.1 táblázat).

8.1 táblázat: Épületkategóriák [51, 53]

	A test egészének hőállapota		Helyi diszkomfort. Az elégedetlenek %-os arányának megengedhető értéke			
	PPD	PMV	Huzat esetén	Vertikális hőmérsékletkülönbség esetén [%]	Meleg vagy hideg padló esetén [%]	Sugárzási aszimmetria esetén [%]
A	< 6	-0,2...+0,2	15	3	10	5
B	< 10	-0,5...+0,5	20	5	10	5
C	< 15	-0,7...+0,7	25	10	15	10

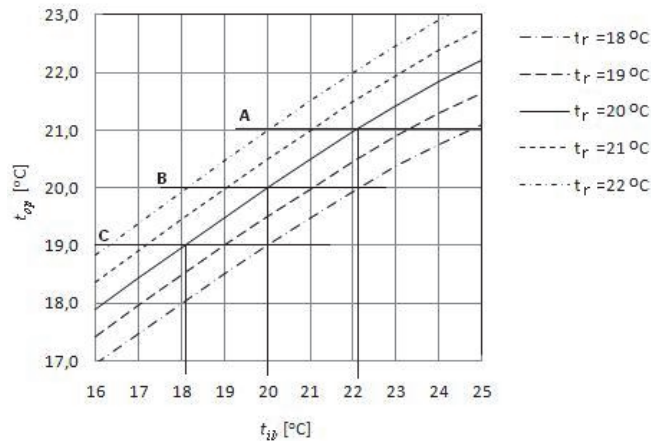
Ahhoz, hogy a PMV és a PPD értékei az előírt intervallumba kerüljenek, a mikroklímaparamétereket megfelelő értékek között kell tartani. Minél kisebb az elvárt PPD érték, annál szűkebb az intervallum, amelyben a hőérzetet befolyásoló tényezőket tartani kell. A belső levegő minőségénél a jobb komfortfokozat nagyobb mennyiségű friss levegő bevitelét feltételezi, ami nagyobb energiafogyasztást jelent a ventilátoroknál és nagyobb energiaigényt a légkezelőknél. Egy konferenciaterem esetében a 8.2 táblázatban megadott értékek érvényesek:

8.2 táblázat: Hőmérséklet és szellőző levegő igény

Kate- gória	t_{op} [°C]		Szellőző levegő mennyisége, l/(s m ²)
	Nyár	Tél	
A	24,5±0,5	22±1,0	6,0
B	24,5±1,5	22±2,0	4,3
C	24,5±2,5	22±3,0	2,4

8.2 Komfortkategóriák energiaigénye

A 8.1 ábra bemutatja hogyan alakul az operatív hőmérséklet különböző lég- és közepes sugárzási hőmérsékletek mellett.



8.1 ábra: A szükséges operatív hőmérséklet biztosítása téli időszakban

A diagram alapján megállapítható, hogy ha a közepes sugárzási hőmérséklet 20 °C, az elfogadott minimális operatív hőmérséklet eléréséhez egy „A” kategóriás épületben 22,1 °C, „B” kategóriás épületben 20 °C, egy „C” kategóriás épületben 18,1 °C léghőmérsékletet kell tartani.

A légtechnikai rendszer primer energiaigénye [76]:

$$E_{LT} = \left\{ \left[Q_{LT,n} (1 + f_{LT,sz}) + Q_{LT,v} \right] C_k e_{LT} + (E_{VENT} + E_{LT,s}) e_v \right\} \frac{1}{A_N} \quad (8.1)$$

ahol $Q_{LT,n}$ – a légtechnikai rendszer nettó hőigénye, [kWh/a], $f_{LT,sz}$ – a teljesítmény és a hőigény illesztésének pontatlanságából származó veszteség, [kWh/a], $Q_{LT,v}$ – a levegő elosztás hővesztesége, [kWh/a], C_k – a hőtermelő teljesítménytényezője, e_{LT} – a légtechnikai rendszer hőforrása által használt energiahordozó primer energia átalakítási tényezője; E_{VENT} – a légtechnikai rendszerbe épített ventilátorok villamos energiaigénye, [kWh/a], $E_{LT,s}$ – a légtechnikai rendszer villamos segédenergia igénye, [kWh/a], e_v – a villamosenergia primer energia átalakítási tényezője.

Egy 20,0×10,0×3,0 m méretekkkel rendelkező konferenciaterem esetében, ha a közepes sugárzási hőmérséklet 20 °C, figyelembe véve a 8.2 táblázat és a 8.1 ábra adatait, a légtechnikai rendszer primer energiaigénye a fűtési idényben a 8.3 táblázatban megadott értékek szerint alakul. Konferenciateremről lévén szó a számítások során azt feltételeztem, hogy hetente 30 órát működik a szellőztetési rendszer és a befűvott friss levegő felfűtésének hőigényét teljes mértékben a légtechnikai rendszer fűtőkalfere fedezi 60%-os hővisszanyerés mellett.

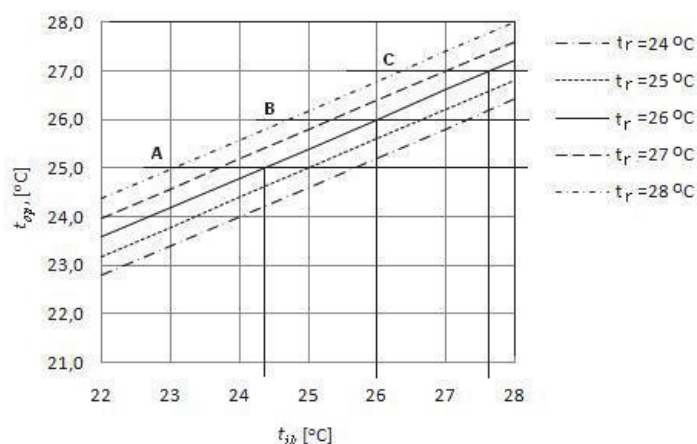
8.3 táblázat: Légtechnikai rendszer energiaigénye

Kategória	ACH_{LT} [h ⁻¹]	V_l [m ³ /h]	$Q_{LT,n}$ [kWh/a]	E_{VENT} [kWh/a]	E_{LT} [kWh/m ² a]
A	2	4320	8593,3	785,4	54,93
B	1,43	3096	5444,0	562,9	35,61
C	0,8	1728	2677,6	314,1	17,98

A táblázatból megállapítható, hogy ugyanazon épület esetében, ha komfortszempontból „A” kategóriás, akkor csaknem háromszor nagyobb a légtechnikai rendszer primer energiaigénye, mint egy „C” kategóriás épületé.

Nyáron a bemenő adatok tekintetében a helyzet fordított. Azonos közepes sugárzási hőmérséklet mellett egy „A” kategóriás épületben lesz a legkisebb a maximális

hőmérsékletérték, a „B” és „C” kategóriás épületekben nagyobb hőmérsékletérték is megengedhető (8.2 ábra). Ennek megfelelően a hűtési energiafogyasztás egy „A” kategóriás épületben lesz a legnagyobb.



8.2 ábra: A szükséges operatív hőmérséklet biztosítása nyári időszakban

Nyári időszakban nagyobb lehet a levegő áramlási sebessége, ezért a konvekciós hőátadási tényezőt az alábbi összefüggéssel határozhatjuk meg [29]:

$$h_c = 12,1\sqrt{v_{ar}} \quad (8.2)$$

ahol v_{ar} – a levegő áramlási sebessége, [m/s].

A 8.2. ábrából megállapítható, hogy ha a közepes sugárzási hőmérséklet 26 °C az egyes komfortkategóriák között, akkor a léghőmérséklet szempontjából 1,6 °C a különbség.

Ez természetesen nagyban befolyásolja a hűtési energiafelhasználást. A gépi hűtés fajlagos éves primer energiafogyasztása a [76] szerint:

$$E_{h\ddot{u}} = \frac{Q_{h\ddot{u}} \sum \alpha_h C_h e_{h\ddot{u}}}{A_N} \quad (8.3)$$

ahol: $Q_{h\ddot{u}}$ – a nettó hűtési energiaigény; $e_{h\ddot{u}}$ – a gépi hűtésre használt energiahordozó primer energia átalakítási tényezője, α_h - a hűtőgép által lefedett energiaarány (többféle forrásból táplált rendszer esetén), C_h – a hűtőgép teljesítménytényezője.

A hűtési primer energiafogyasztás számítását a hűtőgép szezonális átlagos teljesítménytényezőjének (SEER) és a hűtőrendszer hőmérsékletlépcsőjéből adódó érezhető és totál hűtőtelsítmény arányának (ϵ) figyelembevételével végeztem el [129], [130]:

$$E_{h\ddot{u}} = \frac{\epsilon Q_{h\ddot{u}} e_{h\ddot{u}}}{SEER A_N} \quad (8.3a)$$

A nettó hűtési energiaigény becslésére a következő összefüggést ajánlja a rendelet [76]:

$$Q_{h\ddot{u}} = \frac{24}{1000} n_{h\ddot{u}} \left(\sum A_N q_b + Q_{sdnyár} \right) \quad (8.4)$$

ahol: $Q_{sdnyár}$ – a direkt sugárzási hőterhelés; q_b – belső hőnyereségek; $n_{h\ddot{u}}$ – azoknak a napoknak a száma, amelyekre teljesül a:

$$t_{em} \geq t_{il} - \Delta t_{bnyár} \quad (8.5)$$

feltétel. A t_{em} – a hűtési határhőmérséklet, t_{il} az elvárt belső léghőmérséklet. A belső és külső hőmérséklet napi középértékeinek különbsége nyári feltételek között [76]:

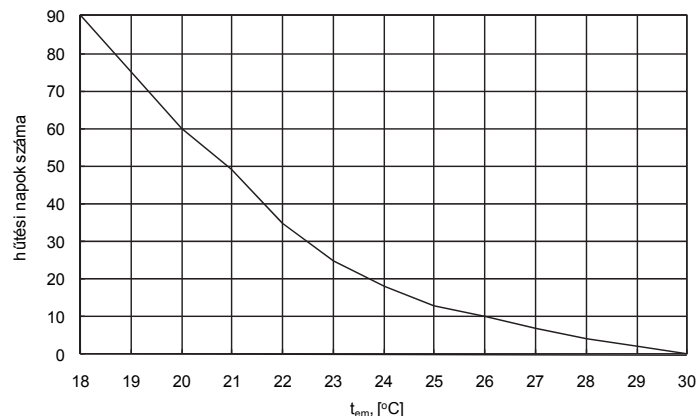
$$\Delta t_{bnyár} = \frac{Q_{sdnyár} + A_N q_b}{\sum AU + \sum \Psi I + 0,35 ACH_{nyár} V} \quad (8.6)$$

ahol: $\sum AU + \sum \Psi l$ - a transzmissziós hőveszteségek és a hőhidak veszteségtényezője; $ACH_{nyár}$ - a légcsereszám nyári időszakban; V – a szellőztetett helyiség térfogata.
A könnyűszerkezetes és a nehéz szerkezetes épületek esetében, a még elfogadható belső és külső hőmérséklet napi középérték-különbségek mellett a hűtési határhőmérséklet értékeit a 8.4 táblázat tartalmazza.

8.4 táblázat: Hűtési határhőmérséklet

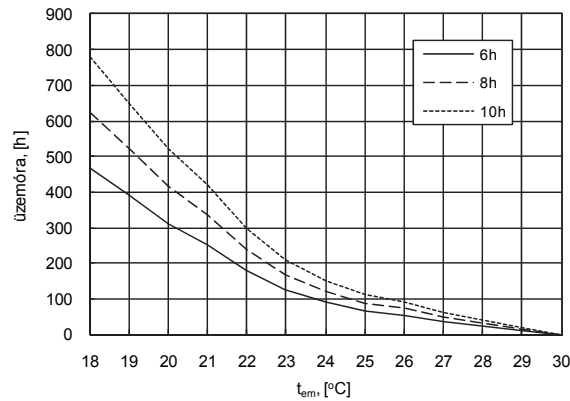
Kategória	$\Delta t_{bnyár}$ (könnyű szerk.)	t_{em}	$\Delta t_{bnyár}$ (nehéz szerk.)	t_{em}
A	2,0	22,4	3,0	21,4
B	2,0	24,0	3,0	23,0
C	2,0	25,6	3,0	24,6

Az, hogy mennyi a hűtési üzemórák száma, az épület rendeltetésétől függ. A hűtési napok számának alakulását a külső hőmérséklet függvényében a 8.3 ábra mutatja be. Nyilvánvalóan egy szakaszosan használt épület esetében csak a munkaidőben üzemel a hűtési rendszer, ha a belső hőmérséklet meghaladja a megengedett értéket. Az éjszakai időszakban szellőztetéssel az épületszerkezetek bizonyos fokig lehűthetők, így energia-megtakarítást érhetünk el. Ezt csak akkor lehet megvalósítani, ha nyithatók az ablakok vagy kezeletlen levegővel járattjuk a gépi szellőztetést



8.3 ábra: Hűtési napok száma a hőfokgyakorisági görbe alapján

A 8.4 ábra a hűtési üzemórák számát illusztrálja a Magyarországra vonatkozó hőfokgyakorisági görbe alapján, szakaszos használat esetében. A hétvégén egy üzemszüneti napot feltételeztünk. Egyéb napokon napi 6, 8 illetve 10 órás üzemidőt vettem figyelembe.



8.4 ábra: Hűtési üzemórák a hőfokgyakorisági görbe alapján

A 8.4 ábra alapján, ha könnyűszerkezetes épületről van szó, azaz $\Delta t_{bnyár} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$, akkor a különböző komfortkategóriák esetében a 8.5. táblázat szerinti üzemórák adódnak.

8.5 táblázat: Hűtési üzemórák

Kategória	Határhőmérséklet t_{em}	Üzemórák a hűtési idényre		
		Napi üzemórák (6 óra)	Napi üzemórák (8 óra)	Napi üzemórák (10 óra)
A	22,4	150	210	270
B	24,0	90	125	160
C	25,6	60	80	100

Ha azt feltételezzük, hogy a vizsgált helyiség hőterhelése 20 kW, akkor az előző esetekben a 6. táblázat szerinti nettó hűtési energiaigény.

8.6 táblázat: Nettó hűtési energiaigény, [kWh]

Kategória	t_{em}	$Q_{hű}$ (6 óra)	$Q_{hű}$ (8 óra)	$Q_{hű}$ (10 óra)
A	22,4	3000	4200	5400
B	24,0	1800	2500	3200
C	25,6	1200	1600	2000

A vizsgált esetekben a gépi hűtés fajlagos éves primerenergia fogyasztását, kompresszoros hűtést feltételezve, a 8.7 táblázat mutatja. A számításainknál SEER=3,6, $\epsilon=1,3$.

8.7 táblázat: Fajlagos hűtési primerenergia-felhasználás, [kWh/m²a]

Kategória	t_{em}	$E_{hű}$ (6 óra)	$E_{hű}$ (8 óra)	$E_{hű}$ (10 óra)
A	22,4	13,54	18,95	24,37
B	24,0	8,125	11,28	14,44
C	25,6	5,41	7,22	9,02

A táblázat alapján megállapítható, hogy az egyes komfortkategóriák között 1,6-2,7-szeres különbség is lehet a fajlagos hűtési primerenergia-felhasználás szempontjából [79].

8.3 Összefoglalás

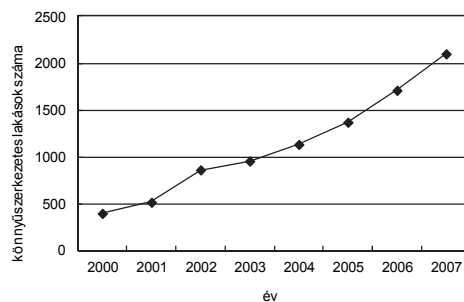
A 40/2012 BM rendelet és a 105/2012 Korm. rendelet [77] a 2002/90/EC irányelv szellemében készült és mindenben megfelel az irányelv elvárásainak [78]. A 2010/31/EU irányelv előírásait is megfelelő módon beépítik a hazai szabályozásba, azonban azt tudomásul kell venni, hogy különböző komfortkategóriák különböző energiaigényt támasztanak és ezért akár más minőségi kategóriába kerülhet az épület energetikai szempontból. Ezért előnyös lenne az épületenergetikai tanúsítvány mellé a komfortfokozatot is feltüntetni. Ugyanakkor a tanúsítvány megrendelői számára világossá kell tenni, hogy a tanúsítványban megadott értékek térben és időben átlagos időjárási feltételek és statisztikai alapon rögzített fogyasztói magatartás esetén tükrözik az épület energiafogyasztását. Ennek egyik alapvető magyarázata az, hogy csak azonos feltételek esetében lehet energetikai szempontból összehasonlítani azonos rendeltetésű épületeket. Természetesen az épületet üzemeltető felhasználók a komfortigényük alapján nagyban befolyásolhatják a valós energiaigényt és exergiafogyasztást.

Irodaépületekben, konferenciatermekben, oktatási épületekben kiemelten fontos olyan belső környezet kialakítása, ami biztosítja a benttartózkodók számára az optimális munkavégzés lehetőségét. Ezt a célt természetesen a legjobb komfortfokozatú épületekben érhetjük el. Ugyanakkor azonos hőtechnikai jellemzők mellett, azonos gépészeti berendezések beépítésével a jobb komfortfokozat nagyobb energiaigényt és exergiafogyasztást jelent.

9. A LÉGCSERESZÁM ÉS A LÉGVEZETÉSI RENDSZER HATÁSA A HŐMÉRSEKLETELOSZLÁSRA EGY ZÁRT TÉR BEN

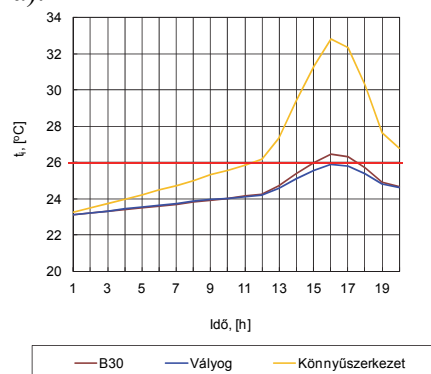
9.1 Bevezetés

Magyarországon az elmúlt években az átadott új lakások száma évről évre csökkent. Tekintettel a jó árfekvésre és az alacsony fűtési energiafogyasztásra az új lakások között a könnyűszerkezetes épületek aránya viszont növekedett (9.1 ábra) [80].



9.1 ábra Könnyűszerkezetes lakások száma

Nyári időszakban ülő tevékenységek esetében $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ operatív hőmérséklet B kategóriájú épületekben a legnagyobb elfogadott érték hőérzeti szempontból [51]. Azonban $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ léghőmérséklet és $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ közepes sugárzási hőmérséklet mellett $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ operatív hőmérséklet érünk el. Mivel az ambiens hőmérséklet az a hőmérséklet, amely mellett a közepes sugárzási hőmérséklet egyenlő a léghőmérséklettel, ezért a „B” kategóriás épület esetén $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ ambiens hőmérséklet még elfogadható érték. A könnyűszerkezetes épületben viszont nyári időszakban elméleti számítások alapján, ha nincs megfelelően árnyékolva a transzparens szerkezet, mesterséges hűzés nélkül tájolás függvényében akár $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ feletti hőmérsékletek is kialakulhatnak [14, 81]. Ez jóval meghaladja a hagyományos szerkezetű lakásokban kialakuló hőmérséklet értékeket (9.2 ábra).

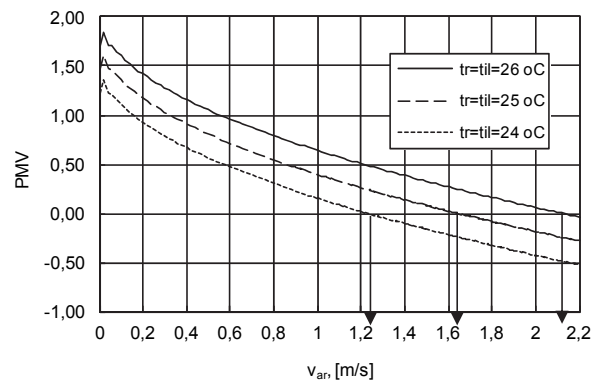


9.2 ábra Léghőmérsékletek különböző falszerkezetű épületekben [14]

A Dán Műszaki Egyetemen végzett mérések azt bizonyították, hogy nagyobb léghőmérsékletek esetén az előírtnál magasabb légsebességek alkalmazhatóak és ezzel nagymértékben javítható az egyének hőérzete [82, 83, 84]. Ezt főleg személyi szellőzések esetében mutatták ki, ami jól alkalmazható abban az esetben, amikor a munkahely rögzített. Számos esetben viszont a munkahely nem rögzített és így a személyi szellőzés nem alkalmazható. A kutatásom célja az volt, hogy megvizsgáljam, milyen hőérzeti viszonyok alakulnak ki egy zárt térben magas ambiens hőmérsékletek és intenzív szellőzés mellett.

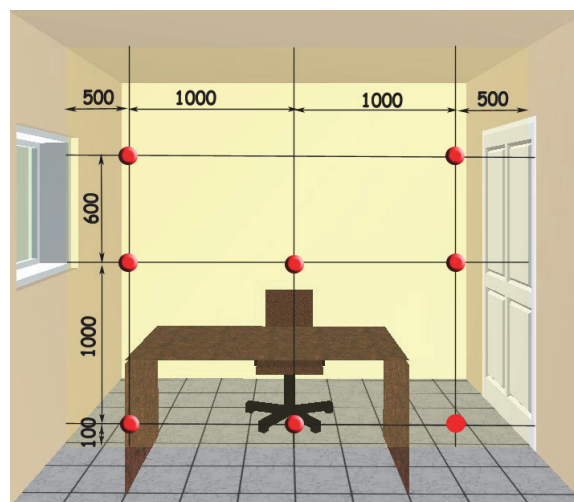
9.2 Alkalmazott módszerek

Ha a PMV (4.4) elméleti összefüggését alkalmaznánk, akkor a 9.3 ábrában látható, hogy ha a léghőmérséklet és a közepes sugárzási hőmérséklet is $26\text{ }^{\circ}\text{C}$, akkor 1,2 met tevékenységi szint, 0,5 clo ruházat és 50% relatív nedvességtartalom mellett ahhoz, hogy a várható hőérzeti érték nulla legyen 2,12 m/s légsebességre van szükség. Az „A” komfortkategória esetén, ahol a PMV maximum 0,2 lehet, a légsebesség 1,72 m/s lehet, „B” és „C” komfortkategória esetében ahol a $\text{PMV}=\pm 0,5$, illetve $\text{PMV}=\pm 0,7$ lehet a légsebesség 1,21 illetve 0,92 m/s lehet.



9.3 ábra PMV a légsebesség és az ambiens hőmérséklet függvényében

Ha az ambiens hőmérséklet kisebb, akkor az alkalmazott légsebesség is nagymértékben csökkenhet. A Debreceni Egyetem Épületfizika Laboratóriumában méréseket végeztem azzal a céllal, hogy megvizsgáljam a PMV, az ambiens hőmérséklet, a relatív nedvességtartalom, a légcsereszám és az alkalmazott légvezetési rendszer közötti összefüggést. A teszt helyiségben a 9.4 ábra szerint 8 pontban helyeztem el a léghőmérséklet és relatív nedvességtartalom adatgyűjtőket 0,1 m, 1,1 m és 1,7 m magasságban a padlószinttől.



9.4 ábra Mérés pontok a teszt helyiségben

Az egymás feletti mérési pontokat “mérési oszlopnak” neveztem, így az ajtó melletti oszlopot I-el, a középsőt II-el az ablak melletti mérési oszlopot pedig III-al jelöltem. A teszthelyiségben a mérés során azonos közepes sugárzási hőmérsékletet és léghőmérsékletet biztosítottam (26 °C). Három fajta légvezetési rendszert teszteltem: az első verzió fent befűvés, fent elszívás (V_1), a második verzió esetén fent befűvés lent elszívást alkalmaztam (V_2), végül pedig lent befűvést és fent elszívást teszteltem (V_3). Mindhárom esetben kiegyenlített szellőzést alkalmaztam. A PMV alakulását különböző légcserre mellett vizsgáltam. Elemeztem a 4 h⁻¹, a 6 h⁻¹ a 8 h⁻¹ légcsereszám esetén a kialakuló PMV értékeket. Egy mérés időtartamát 3 órában határoztam meg annak érdekében, hogy a mikroklima paraméterek állandósuljanak [85]. Egy mérést kétszer végeztem el egy adott rendszer esetében. A mérések során a kettős hőviszanyerővel ellátott légtechnikai rendszert alkalmaztam.

9.3 Mérési eredmények kiértékelése

A légsebességek, léghőmérsékletek és relatív nedvességtartalmak mért értékeit a 9.1, 9.2 és 9.3 táblázatok tartalmazzák.

9.1 Táblázat Mért légsebesség értékek, [m/s]

LVR	ACH, [h ⁻¹]	I			II		III		
		0,1 m	1,1 m	1,7 m	0,1 m	1,1 m	0,1 m	1,1 m	1,7 m
V_1	4	0,02	0,05	0,03	0,06	0,13	0,04	0,05	0,04
	6	0,05	0,09	0,05	0,14	0,18	0,14	0,12	0,08
	8	0,13	0,09	0,08	0,21	0,21	0,26	0,17	0,06
V_2	4	0,06	0,05	0,06	0,09	0,12	0,14	0,06	0,04
	6	0,08	0,07	0,07	0,12	0,13	0,18	0,07	0,05
	8	0,11	0,08	0,08	0,16	0,14	0,24	0,08	0,06
V_3	4	0,18	0,02	0,01	0,16	0,01	0,12	0,02	0,01
	6	0,23	0,03	0,01	0,20	0,02	0,14	0,03	0,02
	8	0,36	0,04	0,02	0,26	0,03	0,15	0,04	0,03

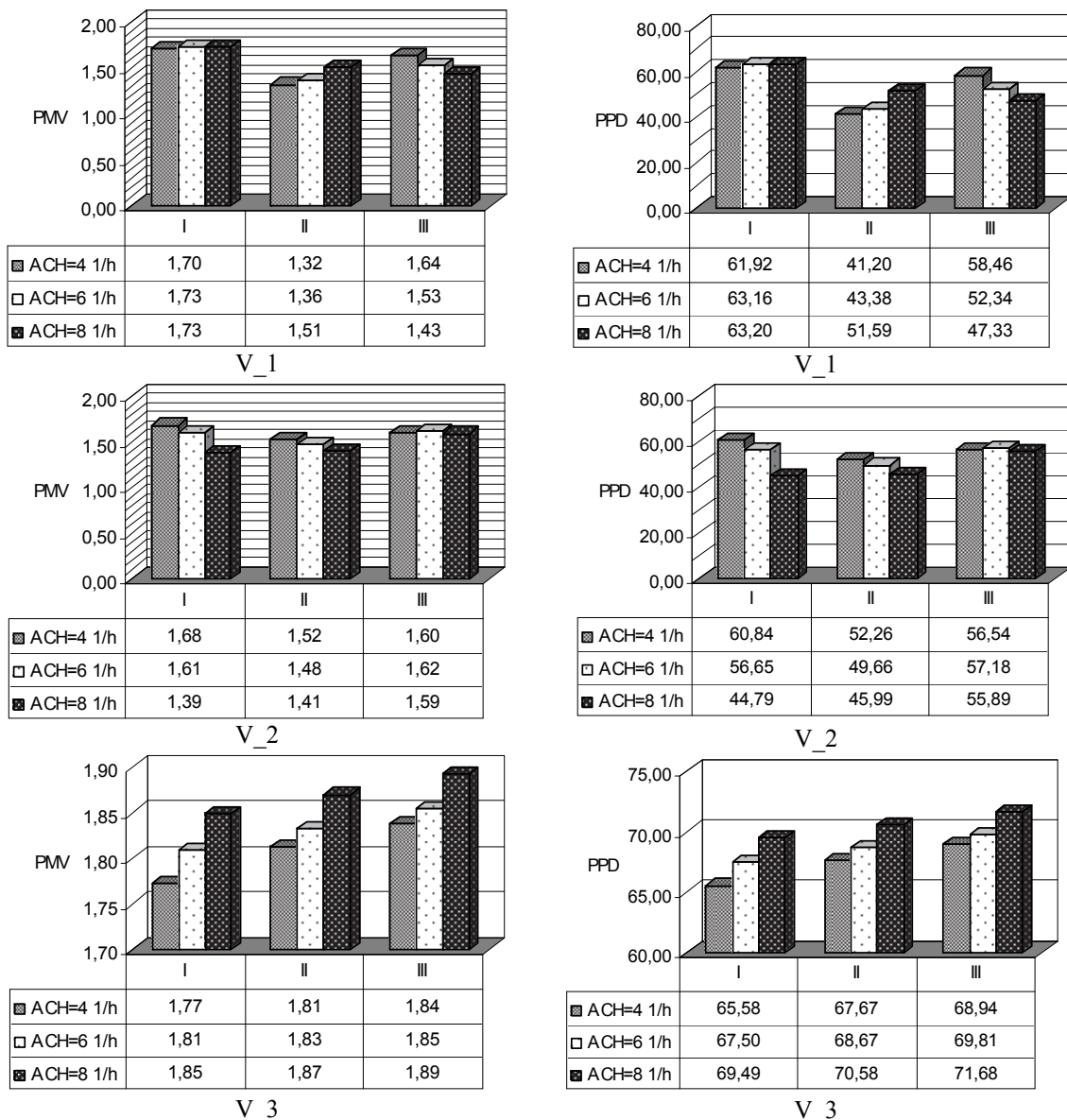
9.2 Táblázat Mért léghőmérséklet értékek, [°C]

LVR	ACH, [h ⁻¹]	I			II		III		
		0,1 m	1,1 m	1,7 m	0,1 m	1,1 m	0,1 m	1,1 m	1,7 m
V_1	4	25,9	26,2	24,9	25,8	25,4	25,8	25,9	26,0
	6	26,1	26,7	25,4	26,0	25,9	26,0	26,0	26,1
	8	26,3	26,7	25,4	26,1	26,5	26,1	26,0	26,1
V_2	4	26,6	26,2	25,9	25,8	26,1	25,8	25,8	25,9
	6	26,3	26,0	25,3	25,9	26,0	25,9	26,0	26,0
	8	26,2	25,8	24,8	26,0	25,8	26,0	25,9	26,0
V_3	4	25,5	26,5	25,8	25,8	26,7	25,8	26,8	25,8
	6	25,7	26,8	26,0	25,9	26,8	25,9	27,1	25,9
	8	26,0	26,9	26,2	26,0	27,1	26,0	27,2	26,0

9.3 Táblázat Mért relatív nedvességtartalom értékek, [%]

LVR	ACH, [h ⁻¹]	I			II		III		
		0,1 m	1,1 m	1,7 m	0,1 m	1,1 m	0,1 m	1,1 m	1,7 m
V_1	4	50,7	51,0	51,0	53,0	50,8	53,3	51,0	55,4
	6	50,9	51,1	51,2	52,6	50,9	52,7	51,6	55,4
	8	50,9	51,2	51,2	52,8	50,9	53,0	51,9	55,2
V_2	4	50,7	50,9	51,0	53,7	50,7	53,7	52,3	56,4
	6	50,8	51,1	51,1	52,8	50,9	52,4	50,9	55,5
	8	50,8	51,1	51,0	52,8	50,9	52,7	51,7	55,3
V_3	4	50,7	50,9	50,9	52,3	50,7	52,3	52,3	52,3
	6	51,0	51,0	51,1	51,0	50,7	51,0	51,0	51,0
	8	50,9	51,0	51,0	52,3	50,8	52,3	52,3	52,3

A tartózkodási helyre gyakorlatilag a II mérési oszlop pontjaiban mért értékek vonatkoznak. A tartózkodási helyen 1,1 m magasságban meghatároztam a várható hőérzeti értéket és az ehhez tartozó PPD értéket (9.5 ábra)



9.5 ábra A számított PMV és PPD értékek

A 9.5 ábrából látható, hogy a legjobb PMV értékeket a V_1 légvezetési rendszer biztosította, azonban ebben az esetben is a legkisebb PMV érték +1,32-re adódott, melyhez PPD=41,2% tartozik. Hőérzeti szempontból a legrosszabb légvezetési verzió a V_3, mely esetben a legjobb PMV érték +1,81 volt (PPD=67,67%). A mérések során rögzítésre került a turbulencia intenzitása is 1,1 m magasságban a II mérési oszlopban. A mért értékeket a 9.4 táblázat tartalmazza.

9.4 táblázat A turbulencia intenzitás mért értékei, [%].

LVR	$ACH, [h^{-1}]$	$Tu, [%]$
V_1	4	46,30
	6	45,90
	8	36,05
V_2	4	35,20
	6	38,85
	8	43,15
V_3	4	35,90
	6	39,05
	8	45,25

A turbulencia intenzitásának mért értékei alapján a huzattal elégedetlenek százalékos aránya is meghatározható (7.2 összefüggés). A számított értékeket a 9.5 táblázat tartalmazza.

9.5 táblázat Huzattal elégedetlenek aránya, [%].

LVR	$ACH, [h^{-1}]$	DR
V_1	4	9,6
	6	14,1
	8	14,3
V_2	4	7,1
	6	8,3
	8	9,9

Látható, hogy a kapott értékek alatta maradnak az MSZ CR 1752 által a három komfortkategóriára vonatkozóan előírt határértékektől (15-25%).

9.4 Összefoglalás

A mérések alapján megállapítottam, hogy 26 °C ambiens hőmérséklet mellett nem érhető el a PMV=0 állapot még nagy légcsereszámok esetén sem, ha a befűjt levegő hőmérséklete azonos a belső tér léghőmérsékletével. A kialakuló környezetben a hőérzeti érték jóval nagyobb, mint a „C” kategóriás épületre előírt legnagyobb PMV érték. Ha a szellőző levegő mennyiségét az MSZ CR 1752 szerint határoznánk meg akkor komfortkategóriától függően 1,15-2,88 h⁻¹ légcsereszám adódna (kis terű irodahelyiség, 1 fő). Látható azonban, hogy a PMV=0 által igényelt légsebességet még nyolcszoros légcsereszám mellett sem érjük el. Nagyobb méretekkel rendelkező térben műszakilag még nehezebb megvalósítani a kellemes hőérzetnek megfelelő mikrokörnyezetet 26 °C ambiens hőmérséklet mellett. Vagyis a tesztelt légvezetési rendszerek esetében a PMV=0 értéket csak a levegő hűtésével érhetjük el. Felmerül a kérdés, hogy a turbulencia növelésével nem érhetünk-e el hűtőhatást anélkül, hogy gépi hűtést alkalmaznánk?

10. SZEMÉLYI SZELLŐZÉS HŐÉRZETI VIZSGÁLATA

10.1 Bevezetés

Az energetikai felújítás során az épületek légtömörősége jelentősen növekszik, az új épületek esetében pedig az alkalmazott épületszerkezetek eleve nagy légtömörséget biztosítanak. Természetesen új szerkezetek esetén is előfordulhatnak tervezési, kivitelezési hibák, melyek következményeként nagy lesz az épület filtrációs hővesztesége és egyes esetekben állagvédelmi problémák is felmerülhetnek [19]. A nagy légtömörség következményeként az épületbe beáramló friss levegő mennyisége nem éri el a benttartózkodók számára szükséges értéket, így ezt gépi szellőztető rendszerekkel biztosíthatjuk. Ennek egyik előnye az, hogy a bevitt levegő mennyisége és fizikai jellemzői kontrollálhatóak, így nem az időjárás függvényében alakul a légsere és nagymértékben csökkenthető az energiafogyasztás. Másik előny pedig az, hogy a hővisszanyerő berendezések alkalmazásával 90% körüli energiamegtakarítást érhetünk el a friss levegő felfűtéséhez szükséges hőmennyiség esetében. Az alacsony energiaigényű épületek, illetve a passzív házak esetében a tömör szerkezetek hőátbocsátási tényezője $0,1-0,2 \text{ W/m}^2\text{K}$, a beépített nyílászárók pedig többrétegű hőszigetelt üveggel, nemesgáz töltettel és többkamrás kerettel rendelkeznek így az épület transzmissziós hővesztesége jelentősen csökken. A szellőzési hőigény viszont az épületben tartózkodók friss levegő igényétől függ és ez egy adott mennyiségű friss levegő mennyiség bevitelét feltételezi. Az előző évtizedekben a légtechnikai rendszerek esetében a méretezést az épület rendeltetése alapján előírt légszereszám alapján méretezték. Utóbbi években az MSZ CR 1752, illetve az MSZ EN 15251 szabványok előírják az épületkategoríára vonatkozó friss levegő mennyiséget az épület rendeltetése szerint [51, 60]. Mindezek alapján megállapíthatjuk, hogy a szellőzési energiaigény a légtechnikai rendszer globális hatásfokának növelésével csökkenthető, miután a szükséges friss levegő mennyiségét biztosítani kell. A légtechnikai rendszer globális hatásfokát számos tényező befolyásolja: a ventilátorok hatásfoka, az alkalmazott légszatórnák keresztmetszete és anyaga, a légszatórna elemek, ezeknek hőszigetelése, a rendszer hidraulikai szabályozása, a rendszer szabályozása, az alkalmazott légvezetési rendszer. Mindezek közül az alábbiakban ez utóbbit vizsgáljuk. Elemzéseink során egy innovatív személyre szabott szellőzési módot fejlesztettünk ki és ezzel a berendezéssel élőalanyos kísérleteket végeztem. A mérések eredményeit az alábbiakban mutatom be. a fejlesztés ipari szabadalmi védelem alatt áll.

10.2 Bőrérzékelés

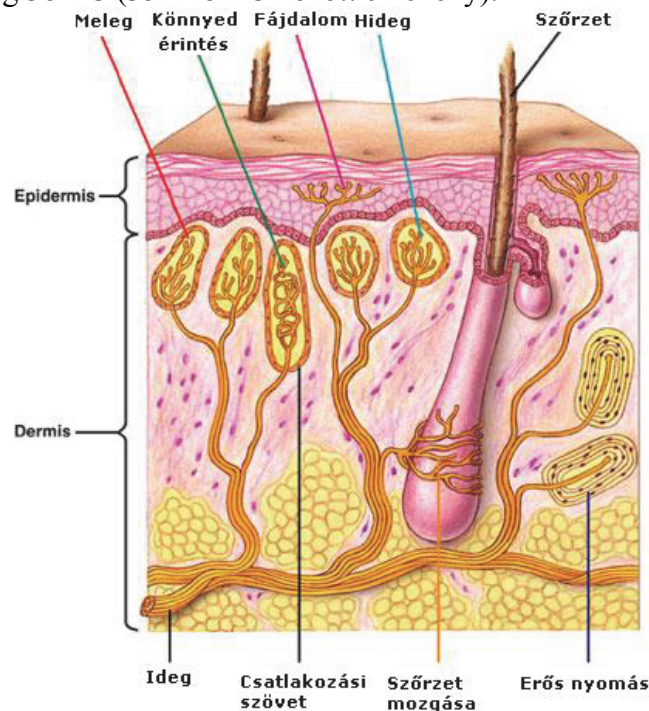
A bőrben hő-, fájdalom-, tapintás- és nyomásérzékelő idegvégződések (receptorok) vannak. A tapintás- és nyomásérzékelő receptorok közül előbbieket a bőrfelszín közelében helyezkednek el, kisebb méretűek, és gyenge mechanikai ingerre reagálnak; utóbbiak nagyobbak,

mélyebben található, és erősebb inger hozza őket működésbe. A hőérzékelő receptorok hideg- és melegreceptorokra oszlanak [120].

A 10.1 ábra bemutatja a bőrben található fontosabb receptorokat.

A receptorok ektodermális eredetű, módosult idegsejtek. A receptorok felfogják a külső és belső ingereket. Ezek az ingerek (hő, fény, mechanikai) valamilyen energiát tartalmaznak, melyet a receptor bioelektromos jelenséggé alakít át. Az ingernek elég erősnek kell lennie, hogy a receptor nyugalmi feszültségét átalakítsa működési feszültséggé (akciós potenciállá). Ezt vagy egy nagy inger teszi, vagy sok kicsi egymás után. Ha a receptor érzékeli az ingert, akkor az inger elérte az ingerküszöböt.

A thermoreceptorok nem közvetlenül a környezet hőmérsékletét érzékelik, hanem a bőrhőmérsékletet: hideg - optimális érzékenység 28°C ($13 - 30^{\circ}\text{C}$ között érzékeny); meleg - optimális érzékenység 38°C ($35 - 48^{\circ}\text{C}$ között érzékeny).



10.1 ábra Receptorok a bőrben

(Forrás: <http://pmr-science.wikispaces.com/1.2+The+Sense+of+Touch>)

A hőérzékelő receptorok ion csatornákkal és áteresztő membránnal vannak ellátva. A plazma membrán a kalcium és a nátrium ionok számára permeábilis. A „hideg” receptorok száma a bőrben jóval nagyobb, mint a „meleg” receptorok száma, ugyanakkor ez az agyban fordítva van. Ott a meleg receptorok jóval nagyobb számban fordulnak el, mint a hideg receptorok. A bőrben az alábbi receptorokat különböztetjük meg:

TRPV4 - meleg ($\sim 27-34^{\circ}\text{C}$);

TRPV3 - melegebb, ($\sim 34-39^{\circ}\text{C}$);

TRPV1 - forró ($\geq 43^{\circ}\text{C}$). Ezt a receptort a kapszaicin, a kámfor és különböző savak is aktiválják. A kapszaicin ($\text{C}_{18}\text{H}_{27}\text{O}_3\text{N}$) az a vegyület, amitől a paprikát erősnek érezzük.

TRPV2 – fájdalmasan forró ($> 52^{\circ}\text{C}$).

(TRPV= **T**ransient **R**eceptor **P**otential **V**anilloid)

TRPM8 – hűvös ($< 28^{\circ}\text{C}$). Ezt a receptor a menthol és a menthol tartalmú anyagok is aktiválják.

(TRPM - **T**ransient **R**eceptor **P**otential **M**elastin)

TRPA1 – hideg ($< 18^{\circ}\text{C}$).

(TRPA - **T**ransient **R**eceptor **P**otential **A**nkyrin)

Mikor egy testet megtapintunk, a hőmérséklete felől is tájékozódunk. Mikor valamely testet hidegnek, vagy melegnek, illetőleg forrónak mondunk, akkor azt a hatást jelezzük, amely annak a testnek a hőmérsékletétől ér bennünket, nem pedig a hőmérsékletet olyan értelemben, amint a hőmérő jelzi. Az embernek hideg az a test, mely a bőr hőmérsékleténél kisebb hőmérséklettel rendelkezik és meleg az, melynek a bőrhőmérsékletnél nagyobb a hőmérséklete. A bőrnek tulajdon hőmérséke tehát az a nullafok, melyhez viszonyítva, valamely testet hidegnek vagy melegnek érzünk. Ez a nullafok a bőrfelület különböző helyein eltérő és ugyanazon helyen is különböző időben más és más lehet.

A bőr „nullafoka”, rendes körülmények között, 27-33 °C közt változik. Ha kezünket +20 °C vízbe mártjuk, a vizet rendszeren hidegnek ítéljük; ellenben melegnek találjuk akkor, ha megelőzőleg hosszabb ideig +10 °C vízben lehűtött kezünket a +20 °C vízbe tesszük. De ez csak kezdetben van így, mert ha hosszasan ott hagyjuk a kezünket a +20 °C vízben, a víz abban az arányban mind kevésbé melegnek, sőt hidegnek tetszik, ha kezünk hőmérséklete, a benne keringő meleg vér miatt emelkedik, így a víz 20 °C-át túlhaladja [121].

Hőérzetet okoz tehát mindaz, ami bőrünk nullafokát megváltoztatja. A bőrünknel melegebb test hőt ad a bőrnek s azért melegnek mondjuk, a hidegebb tárgy pedig hőt von el a bőrtől, és ez miatt érezzük hidegnek.

A bőr olyan hőmérő tehát, amelynek segítségével meg tudjuk ítélni két egymásután érintett tárgy közül melyik a melegebb. Ez a megállapítás azonban téves is lehet, mivel a hőáramlás folyamata is lényegesen hat a hőérzetre. Így például egy fadarabot melegebbnek ítélünk azonos hőmérsékű fémdarabnál azért, mert az érintett fém sokkal gyorsabban vonja el a hőt a bőrtől, mint a fa. Két érintett test hőmérsékletét csak akkor ítélni meg helyesen, ha a hőmérséklet vezetési tényezőjük ($\lambda/\rho c$) azonos értékű. Így, mikor a kezünket különböző hőmérsékű vízbe mártjuk, pontosan meg tudjuk mondani, hogy melyik víz melegebb és melyik hidegebb. Ily módon 0,5 °C - 0,3 °C sőt 0,2 °C. hőfokkülönbséget is érzékel az ember. A bőr egyes helyein nem egyforma az érzékelési pontosság. Vizsgálatokból kitűnt, hogy az arcon 0,4 °C – 0,2 °C, a halántékon 0,4 °C – 0,3 °C, a mellen 0,6 °C, a hát közepén 1,2 °C hőkülönbséget ismerünk fel. A hőérzet tehát nem azonos a bőr különböző területein [121]. A hőmérsékletváltozások iránt érzékenyebb az ujjak és kéz hátbőre a tenyérbőrnel. Ennek megfelelően a hideg vagy meleg vízbe mártott kéz előbb érzi meg a hőváltozást a kéz hátán, mint a tenyér oldalán. (a gyermekek fürösztése alkalmával a könyökkel szokás megítélni a víz hőmérsékét, nem pedig a tenyérrel).

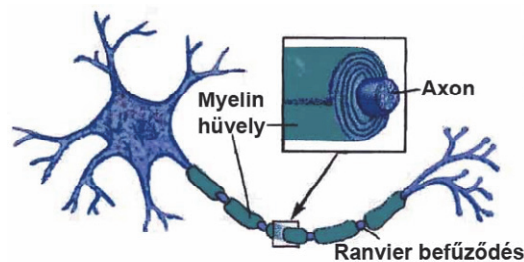
A hőérzékenységi küszöb ilyen különbségeinek egyik lényeges oka az, hogy az irhát fedő felhám rossz hővezető. A vékonyabb felhámréteggel fedett kéz hátának finomabb a hőérző képessége, mint a vastagabb felhámréteggel fedett tenyérnek, mivel a meleg ott könnyebben jut az idegvégekhez.

Egy további, a hőérzékelés finomságára kiható körülmény a receptorok mennyisége. Így a kéz tenyér oldalán sokkal nagyobb számban fordulnak elő receptorok, mint a kéz hátán. Mikor mind a két kezünket 2-3 °C vízbe mártjuk úgy, hogy nem érintkeznek egymással, akkor a két kézfejen sokkal élénkebben érezzük a hideget, mint a tenyér oldalán; de néhány másodperc múlva az érzés a tenyéren sokkal élénkebbé válik s élénkebb is marad. A vastag felhámréteg késleltette a hőérzet kifejlődését a kéz tenyéren, de amint a hideg hatása egyszer az irháig eljutott, az érzet is a kéz tenyéren lett élénkebb, ahol az idegvégek nagyobb számban találhatók.

A hőnek kitett bőrfelület nagysága is kihat a hőérzet fokára; a hőérzet annál élénkebb, minél nagyobb a hideg vagy meleg hatásának kitett bőrterület. Ez magyarázza meg, hogy mikor

ugyanazon meleg vízbe egyszer ujjunkat, máskor egész kezünket mártjuk, a víz az utóbbi esetben melegebbnek tetszik. Ebből érthető az is, hogy mikor kezünkkel valamely fürdővíz hőmérsékletét vizsgáljuk - megfelelően ítéljük, ugyanakkor egész testünkkel bemerülve, úgy találjuk, hogy a fürdővíz túlságosan meleg.

A tudományos vizsgálatok adatai szerint a bőr felületén nem egyenletes a hideg és a meleg érzékelő pontok eloszlása. Ezen érzékelő pontok átmérője néhány milliméter. Jóval több hideg érzékelő pont van a testen, mint meleg érzékelő pont. Így például az alkaron minden 100 mm^2 -en 7 hideg érzékelő pont van és 0,24 melegérezékelő pont [122]. A hideg és meleg érzet kiváltását nem csak a receptorok száma befolyásolja, hanem az is, hogy a hideg receptorok csatornáit myelinizálták (10.2 ábra). (Myelinizáció = fiatal felnőtt korig zajló folyamat, melynek során a hosszú axonok velőshüvelye kialakul, más néven behüvelyeződés. Myelin = egy zsíros anyag, amely burkot, vagy hüvelyt képez az idegszálak, az axonok körül.) A myelin – amely elektromos szigeteléshez hasonló – az agy idegsejtjei között sokkal gyorsabb és hatékonyabb kommunikációt tesz lehetővé. Így az információ a hidegérzetet illetően 10-20 m/s sebességgel áramlik az agy felé, míg a meleg érzetet érintő információ 1-2 m/s sebességgel áramlik a nem myelinizált idegcsatornákon. Ennek megfelelően a hideg ingerre sokkal rövidebb idő alatt reagál az ember, mint a meleg ingerre.



10.2 ábra Neuron

A receptorok azonos módon reagálnak a vezetéssel vagy sugárzással átadott hőre és feladatuk az úgynevezett ártalmatlan hőmérsékletek érzékelése. A hidegreceptorok az $5-43 \text{ }^\circ\text{C}$ hőmérséklet tartományban működnek és a legaktívabbak $25 \text{ }^\circ\text{C}$ körül. A meleg receptorok, melyek a bőr hőfokának emelkedését jelzik, $45 \text{ }^\circ\text{C}$ körül a legaktívabbak [122, 123]. ha a bőr hőmérséklet $30-36 \text{ }^\circ\text{C}$ közötti, akkor úgy a meleg-, mint a hideg receptorok aktívak ugyan, de nem jeleznek sem hideget, sem pedig meleget.

A testközpont hőmérsékletével ellentétben, amely az egészséges emebereknél maximum $1 \text{ }^\circ\text{C}$ -al térhet el a kívánt értéktől az egyes testrészek hőmérsékletei között, akár $12 \text{ }^\circ\text{C}$ hőmérsékletkülönbség is felléphet [122, 124].

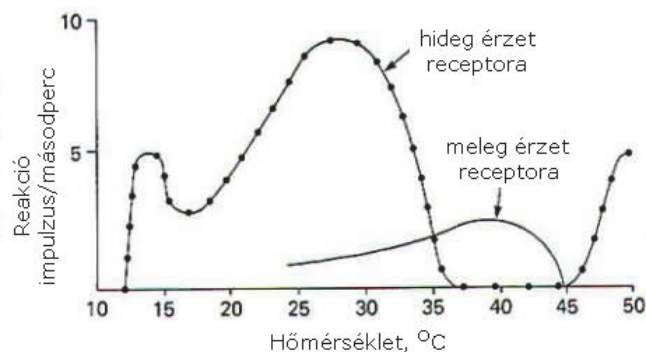
A bőrben helyezkednek el a hő-fájdalom receptorok (nociceptorok) is. Ezek a receptorok a káros hőmérsékletek esetén lépnek működésbe, akkor, amikor sérülés léphet fel. A hatás fellépésekor a fájdalomreceptorok (nociceptorok) ingerületbe jönnek és fájdalomüzenetet küldenek az agyba a gerincvelőn keresztül, ahol megtörténik a feldolgozás és megszületik a megfelelő válasz. Az ingerületek két különböző típusú idegroston keresztül jutnak az agyba. Az egyik idegrost gyorsan közvetíti az erőteljes, éles fájdalmat, ami azonnali választ vált ki (például azt, hogy elrántjuk a kezünket a tűzforró tárgytól). A másik idegrost a tartós, tompa fájdalmakat közvetíti lényegesen lassabban, mint az előző és nem vált ki azonnali választ. Ennek megfelelően ezek a receptorok $15-18 \text{ }^\circ\text{C}$ alatti, illetve $45 \text{ }^\circ\text{C}$ feletti hőmérsékletek esetén lépnek működésbe.

A bőr hőmérséklet változásának észlelése számos tényezőtől függ. Ezek között említhetjük az inger nagyságát, a bőrfelület kinduló hőmérsékletét és az sem mindegy, hogy melyik testfelületet tesszük ki az adott inger hatásának. Elfogadott, hogy az egyes testrészek érzékenysége között mintegy százszoros az arány (az arc és az ajkak a legérzékenyebbek, a lábak a legkevésbé érzékenyek. Annak ellenére, hogy a hőmérséklet érzékelésének határértéke nagyon változó a testfelületen, elmondható, hogy a hidegre érzékenyebbek vagyunk, mint a melegre. Általában elmondható, hogy ahhoz, hogy egy hőmérsékletcsökkenést érzékeljünk fele akkora változásra van szükség mint a hőmérsékletemelkedés érzékeléséhez [125].

Az ember hőmérsékletérzékelő rendszere nagyon érzékeny a kis hőmérsékletváltozásokra is. A hüvelykujj alapján például két hideg impulzus amplitúdója között 0,02-0,07 °C hőfokkülönbséget is érzékelnek az emberek. Ugyanez meleg impulzusok esetében 0,03-0,09 °C. Az érzékenység függ a testrész hőmérsékletétől is. Így, ha a hüvelykujj alapján a bőrhőmérséklet 33 °C, akkor a hőfoknövekményt csak 0,2 °C-nál nagyobb értéknél érzékeljük, míg a hőfokcsökkenést 0,11 °C-tól érzékeljük.

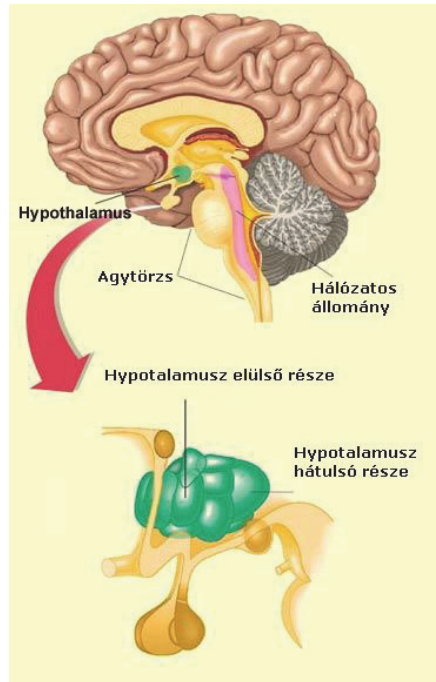
A hőmérsékletváltozás rátája (sebessége) szintén befolyásolja az észlelés sebességét. Így például, ha a környezeti hőmérséklet nagyon lassan változik (<0,5 °C/perc) akkor az ember egy 4-5 °C környezeti hőmérsékletváltozást nem is érzékel feltéve, hogy a bőrhőmérséklet a 30-36 °C tartományban marad [122]. ha a hőmérséklet gyorsan változik (pl. 0,1 °C/s), akkor a kis bőrhőmérséklet változásokat is érzékeljük. A hőmérséklet változás észlelésének küszöbértéke viszont nem csökken tovább, bármennyire is emelnék a környezeti hőmérséklet változás sebességét a 0,1 °C/s értékhez képest.

A hideg és meleg érzékelő receptorok reakciójának sebességét külső inger (hőmérséklet) esetén, mutatja a 10.3 ábra. Látható, hogy a hideg receptorok 25-30 °C közötti hőmérsékletek esetén a legaktívabbak, vagyis ezen hőmérsékletek esetén reagálnak a legintenzívebben a hőmérsékletcsökkenésre. A meleg receptorok 40 °C hőmérséklet esetén a legaktívabbak, de érzékenységük jóval kisebb a hideg receptorok érzékenységénél.



10.3 ábra A hőmérséklet receptorok érzékenysége
(Forrás: <http://www.neurophysiology.ws/receptors.htm>)

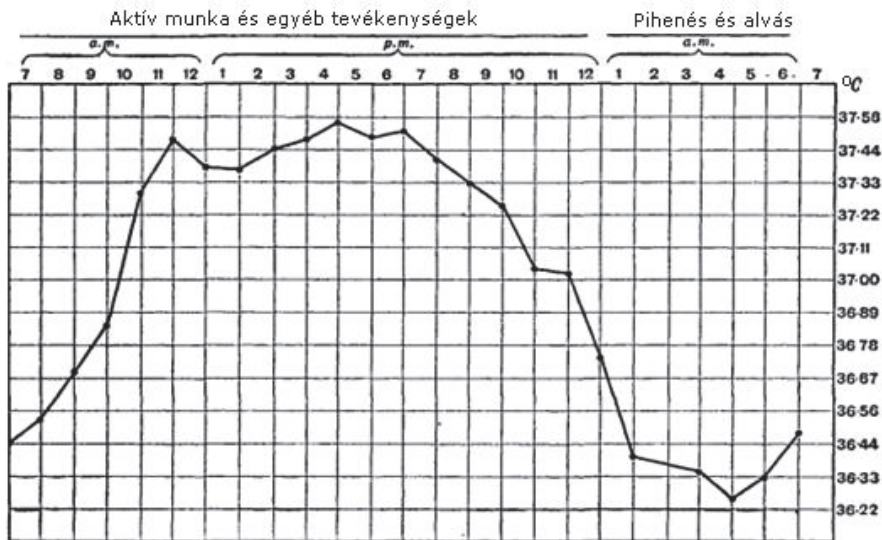
A hideg receptorok reakciója nagyobb értékeket vesz fel 45 °C-nál nagyobb hőmérsékletek esetén, de ez az eset általában láz esetén fordul elő (hidegrázás), amikor bár magas a bőrhőmérsékletünk hidegnek érezzük környezetünket és fázunk (a receptor károsodása miatt), majd reszketünk, ami további hőtermelést idéz elő. Ez szélsőséges esetben hypothalamusban elhelyezett hőérzékelő mechanizmus (10.4 ábra) károsodásához, vagyis agykárosodáshoz is vezethet.



10.4 ábra: Az agy hőszabályozó mechanizmusa
(Forrás: www.duhs.edu.pk/.../lec11-sem2-hnsweek4-201109)

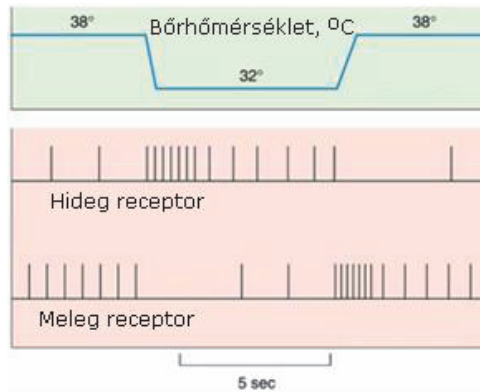
A hőmérséklet érzékelő receptorok érzékenységét az adaptáció is befolyásolja.

A testközpont hőmérséklete nem állandó egy nap folyamán. Változását a 10.5 ábra mutatja be.



10.5 ábra: A testközpont hőmérsékletének napi változása
(Forrás: www.duhs.edu.pk/.../lec11-sem2-hnsweek4-201109)

A hőmérséklet receptorok reakciója változik, ha az inger időben nem változik. Ezt adaptációnak nevezzük. A 10.6 ábra illusztrálja, hogyan változik a receptor által az agy felé küldött impulzusok száma az időben.



10.6 ábra: Receptorok adaptációja
(Forrás: www.duhs.edu.pk/.../lec11-sem2-hnsweek4-201109)

A hőmérséklet érzékelés folyamatának elemzése alapján az a következtetés vonható le, hogy az ember sokkal érzékenyebb és rövidebb idő alatt reagál a hideg környezetre, mint a meleg környezetre. Erre is alapoztam további kutatásaimat egy új innovatív személyi szellőző rendszer koncepciójának kidolgozásához.

10.3 Légvezetési rendszerek

Az épületekben a szellőztető rendszerek elsődleges célja a benttartózkodó személyek számára a szükséges friss levegő bevezetése a végzett tevékenységnek függvényében. Egy felnőtt embernél nyugodt légzés alkalmával az egy levegővételre belélegzett 500 ml légzési levegő és a percnkénti 16 légzésszám 8000 ml/min (8 l/min) ún. légzési perctérfogatot eredményez. A szervezet 0,25 l/min O₂ fogyasztását tehát 8 l/min légzési perctérfogat biztosítja 0,5 l-es belélegzési levegőtérfogattal. A gázcsereben azonban csak az a levegő vehet részt, amely be is jut a kapillárisokkal érintkező alveolusokba. A légutakban (légcső, hörgők) nincs gázcsere, az ide bejutott levegő légzés szempontjából tulajdonképpen holt térbe kerül. A légzési holttér térfogata felnőtt emberben 150 ml, így az alveolusokba a belélegzett levegőből nyugalmi légzés esetén 500-150=350 ml levegő jut be. A belélegzett és kilélegzett levegőben az egyes gázok térfogatszázalékának alakulását a 10.1 táblázat mutatja be [112].

10.1. Táblázat A belélegzett és kilélegzett levegő gázösszetétele

Gáz	Belélegzésnél	Kilélegzésnél	Különbség
oxigén (O ₂)	20,95 tf%	16,4 tf%	-4,55 tf%
nitrogén (N ₂)	79,01 tf%	79,6 tf%	+0,59 tf%
szén-dioxid (CO ₂)	0,033 tf%	4,0 tf%	+3,96 tf%

A friss levegő biztosítására különböző légvezetési rendszereket alkalmaznak. A megfelelő légvezetési rendszer kiválasztása az Archimédész kritérium függvényében történik [113]:

$$Ar_T = \frac{g}{T_{il} \rho c_p} \frac{q}{H^2} \frac{1}{ACH^3} \quad (10.1)$$

ahol: q (W/m²) – fajlagos hőáram, a helyiség padlófelületére számított hőterhelés; ACH (1/h) – légcsereszám; T_{il} (K) – az előírt belső abszolút hőmérséklet; ρ (kg/m³) – az áramló levegő sűrűsége; c_p (J/kg,K) – az áramló levegő állandó nyomáson vett fajhője.

A légvezetési rendszer hatására alakul ki a tartózkodási zóna friss levegővel történő átöblítése vagy átöblítetlensége. A légvezetési rendszerek fajtái:

- Elárasztásos

Jellemzői: - a beáramló levegő egyenletesen, kis sebességgel áramlik keresztül a helyiségen,
- a fő áramlási irányra merőleges légmozgások elkerülésére törekszünk,
- izoterm vagy kis hőfok különbségű hűtőlevegő.

• Hígításos

Jellemzői

- keveredik a befűjt és a helyiség levegője,
- indukcióra törekszünk,
- a gyors, hatékony keveredés a cél.

A hígításos légvezetési mód típusai:

- Sugár LVR
- Érintőleges LVR
- Diffúz LVR
- Mikroklíma LVR
- Kiszorításos LVR

Ezeknél a rendszereknél a cél a friss levegő eljuttatása a tartózkodási zónába, azonban valamilyen módon a szellőztetés során a térben lévő teljes levegőmennyiséget figyelembe kell venni, hiszen keveredik a zárt térbe juttatott friss levegővel. Ez azt is jelenti, hogy a széndioxid koncentráció a tartózkodási zónában már a befűvaskor nagyobb lesz a külső friss levegőben lévő koncentrációnál. A szellőztetés hatásosságára vonatkozó értékeket a CR 1752 rögzíti [51]. A zárt terek teljes térfogatának az átöblítése azonban nem energiatakarékos megoldás, hiszen a térben tartózkodó személyek a térnek csak egy részét használják. Ennek megfelelően kifejlesztésre kerültek az ún. személyre szabott szellőztetési rendszerek (PV – *personalized ventilation*), melyekkel számos kutatóintézetben kísérleteztek és több gyártó termékei között is fellelhetők [86, 108].

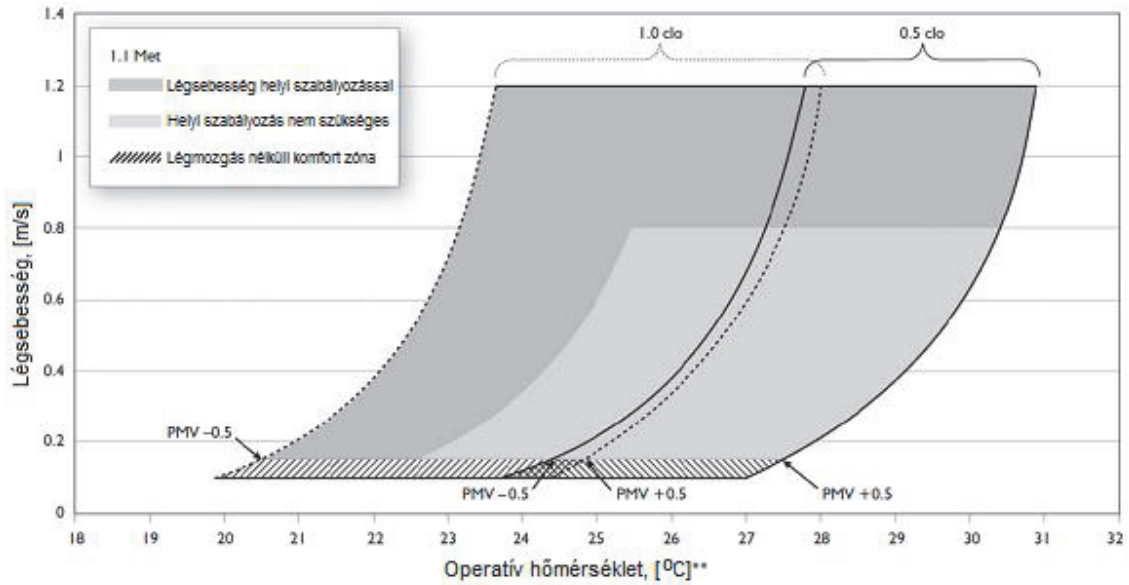
10.4 Személyi szellőzés

A személyi szellőzésre vonatkozó első kísérleteket a '70-es-'80-as években végezték, amikor Givoni [114], Watson és Labs [115], illetve Arens és társai [86] megalkották a bioklimatikus diagramokat. Méréseiknek célja az volt, hogy megvizsgálják hőérzeti szempontból az egyes mikroklíma paraméterek kompenzáló hatását más mikroklíma paraméterek az ajánlottól eltérő értékei esetében (nedvességtartalom, sugárzás, légsebesség). Arens és társai [106] bebizonyították, hogy zárt térben 22,5 °C operatív hőmérséklet felett az emberek nagyobb sebességek mellett igénylik a légmozgást, mint amelyeket a szabványok [51,53] megengednek. Rávilágítottak arra a tényre, hogy e hőmérséklet érték felett kicsi a huzat fellépésének kockázata. Méréseik eredményeként publikálták a kellemes hőérzeti zónát operatív hőmérséklet-légsebesség viszonylatban (10.7 ábra).

A személyi szellőzés hőérzeti kérdéseivel több japán, kínai és koreai kutatóintézetben, Európában főleg a Dán Műszaki Egyetemen, az USA-ban pedig a Berkeley Kaliforniai Egyetemen foglalkoztak. Ezen rendszerek előnye az energiamegtakarítás mellett az, hogy a szellőztetés hatásossága nagyobb, mint a hagyományos rendszerek esetében. A szellőztetés hatásossága:

$$\varepsilon_v = \frac{C_E - C_S}{C_I - C_S} \quad (10.2)$$

ahol a C a szennyezőanyag koncentráció. Indexek: E a távozó levegőben, S a bevezetett levegőben, I a belélegzett levegőben.



** Ebben az ábrában: $t_r = t_{ij}$

10.7. ábra Kellemes hőérzetnek megfelelő operatív hőmérséklet-lésebesség értékek [86]

Olesen szerint [119] a szellőztetés hatásossága különböző rendszerek esetében a következőképpen alakul:

fent-fent		fent-lent		lent-fent		személyi	
$t_{be}-t_i$, [°C]	ϵ_v	$t_{be}-t_i$, [°C]	ϵ_v	$t_{be}-t_i$, [°C]	ϵ_v	$t_{be}-t_i$, [°C]	ϵ_v
<0	0,9-1,0	<-5	0,9	<0	1,2-1,4	-6	1,2-2,2
0-2	0,9	-5-0	0,9-1,0	0-2	0,7-0,9	-3	1,3-2,3
2-5	0,8	>0	1,0	>2	0,2-0,7	0	1,6-3,5
>5	0,4-0,7						

A táblázat szerint megállapítható, hogy a személyi szellőzés esetén a szellőzés hatásossága jóval nagyobb, mint a hagyományos rendszerek esetében.

A Dán Műszaki Egyetemen (10.8 ábra) Fanger mellett Melikov volt, aki a számos kísérletet végzett a személyi szellőzéssel kapcsolatosan [82, 83, 84, 91].



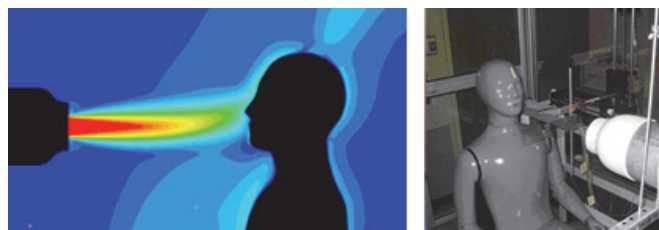
10.8 ábra Kísérletek a Dán Műszaki Egyetemen

Kísérleteik alapján az Ehausto cég [116] kifejlesztette a jelenleg számos helyen alkalmazott légbefúvási berendezést (10.9 ábra).



10.9 ábra Az Exhausto cég személyi szellőztető berendezése [116]

Zhang és társai [92] bebizonyították, hogy a tartózkodási zónában a vertikális hőmérséklet különbség $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ is lehet a jelenleg előírt $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ helyett. Egy $26,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ hőmérsékletű zárt térben, személyi szellőzés esetén $0,8\text{ m/s}$ légsebességet feltételezve a méréseik alapján $\pm 6\text{ }^{\circ}\text{C}$ az elfogadott hőmérsékletkülönbség. Egy zárt térben még a kisebb alapterületek esetében sem lehet biztosítani a megfelelő hőérzetet általánosan meghatározott mikroklíma paraméterekkel, hiszen az igények eltérőek lehetnek a tér egyes pontjaiban. Az azonos értékű mikroklíma paraméterek biztosítása vezet a helyi diszkomfort fellépéséhez. Az eltérő mikroklíma igények elsősorban az üvegezett felületeknek és az alkalmazott fűtési rendszereknek köszönhetőek. Huizenga és társai [45] vizsgálták az üvegfelületek hatását a zárt terek hőérzeti viszonyaira és a sugárzásos hőcsere negatív hatásainak a semlegesítésére alkalmas megoldásokat dolgoztak ki. A transzparens felületek által generált sugárzási aszimmetria negatív hatása is sok esetben személyi szellőztető berendezésekkel csökkenthető. A személyi szellőzés egyik legfontosabb kérése az, hogy milyen turbulencia alakul ki a fej körül és ez generál-e huzatérzetet. Az első ilyen jellegű vizsgálatokat Fanger és társai végezték [91] és méréseik alapján kerültek kidolgozásra a ma is érvényes szabványokban a léghőmérséklet, légsebesség és huzathatás kapcsolatát leíró diagramok [53]. A turbulencia megfelelő leírására matematikai modelleket alkottak és számos kísérletet végeztek [87, 88], illetve CFD szimulációk segítségével elemezték a kialakuló turbulencia intenzitás értékét [103, 104]. Hasonló jellegű méréseket és elemzéseket végeztek műemberrel az Aalborg Egyetemen is [117] annak érdekében, hogy az indukció hatását vizsgálják (10.10 ábra).



10.10 ábra Kísérletek az Aalborg Egyetemen [117]

Griefahn és társai [98] elemezték a $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ állandó hőmérséklettel rendelkező levegő esetében a huzatérzet kialakulását a sebesség és a turbulencia intenzitásának függvényében. Eredményeik alapján 30%-os turbulencia intenzitás mellett a légsebesség legnagyobb megengedett értéke $0,2\text{ m/s}$. Wang és társai [109] vizsgálták a turbulencia intenzitásának hatását a lokális diszkomfort érzet kialakulására. Méréseik azt bizonyítják, hogy a bőrhőmérséklet akár $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ -al is kisebb lehet azonos hőmérsékletű környezetben, ha a turbulencia intenzitást 15%-ról 30%-ra emeljük. Sun és társai [102] vizsgálták egy személyi szellőztető berendezés hőérzeti hatását két különböző turbulencia intenzitás mellett. A

méréseik bizonyították, hogy a nagyobb turbulencia intenzitással jobban csökkenthető a bőrhőmérséklet.

A friss levegőt a személyi szellőztető berendezéshez különböző módon lehet eljuttatni. A Princeton Engineering Services [118] a padlóba szerelt légcsatornákat alkalmazza (10.11 ábra) a Dán Műszaki Egyetemen álmennyezetben elhelyezett légcsatornákkal kísérleteztek.



10.11 ábra A Princeton Engineering Services berendezései [118]

A személyi szellőzés egyik legnagyobb veszélye a huzathatás kialakulása. Griefahn és társai [97] vizsgálták a huzathatás, léghőmérséklet, légsebesség és végzett tevékenység kapcsolatát. Megállapították, hogy a huzatérzés másként alakul az aktív és a passzív testrészek esetében azonos körülmények mellett. Toftum és Nielsen [89] bebizonyította, hogy a huzatra való érzékenység összefüggésben áll az általános hőérzeti értékkel. A méréseik természetesen azt mutatták ki, hogy azok az alanyok, akik általánosan inkább hűvösnek ítélték a környezetüket érzékenyebbek voltak a huzatra, mint azok az alanyok, akik inkább kellemesen melegnek értékelték a környezetüket. Ruegg és társai [101] a huzathatás alakulását vizsgálták az üvegezett szerkezetek környezetében. A méréseik szerint a huzatérzet szempontjából nem az üveg hanem az ablak keret az ami kockázatot rejt és megfelelő hőszigetelés mellett ez a kockázat is megszűnik. Zhang és társai [110] 200 iroda épületben végzett méréseik alapján kimutatták, hogy a benttartózkodók nagyobb része kevésnek ítéli a légmozgást a terekben. Az eredményeik szerint a megkérdezettek több mint 50%-a nagyobb légmozgást tartott volna szükségesnek és csak 4% volt az, aki kevesebb légmozgást igényelt.

10.5 Kísérletek a DE Épületfizikai laboratóriumában

Az eddigi kutatási eredmények elemzése során arra a következtetésre jutottam, hogy nyári időszakban helyi szellőzéssel kisebb energiafelhasználás mellett, nagyobb turbulencia intenzitást biztosítva megfelelő hőérzetet érhetünk el. A kutatásaimat tehát ez irányban folytattam és figyelembe véve azt a tényt, hogy az ember fiziológiai és pszichológiai szempontból egy adott külső inger esetében eltérően reagál az állandó érték és a változó érték esetén, Kalmár Ferenc, Zöld András és Csáky Imre kollégáimmal egy innovatív szellőző berendezést fejlesztettünk ki, [127]. A berendezést első kísérleti fázisában a 10.12 ábra mutatja be.

A berendezés tulajdonképpen egy személyi szellőztető berendezés, azonban abban tér el a szokványos berendezésektől, hogy a befűjt friss levegő három irányból juttatható el a személyhez és a befűvési irányok a szellőzési időszak alatt folyamatosan változnak. A befűvési irányok változási sebessége a kellemes hőérzet biztosítása érdekében egy vizsgálendő paraméter volt a kísérleteim során. Az irányok változását úgy biztosítottuk, hogy a helyiségbe egy légcsatornán bejuttatott levegőt egy légelosztó segítségével három részre osztottuk, majd egy megfelelő forgó elem segítségével, mely egy adott helyzetben két kimenő ágat mindig tart, csak egy ágon engedjük tovább a levegőt a munkaasztalhoz. A forgó elem forgási sebességének változásával tudtuk biztosítani a befűvési irány változási sebességének kívánt értéken való tartását. A levegő befűvők 0,6 m távolságra helyezkedtek el a személytől.

A fejlesztés hatásosságát élőalanyos mérésekkel teszteltem. A méréseket az előző fejezetekben bemutatott DE Épületfizikai Laboratóriumban végeztem.



10.12 ábra A kifejlesztett légelosztó berendezés első változata

10.5.1 Első méréssorozat

Az első méréssorozat célja a fent befűvások-fent elszívások szellőztetés és a fejlesztett új szellőztési rendszer összehasonlítása hőérzeti és levegő minőségi szempontból. A hagyományos rendszer esetében $135 \text{ m}^3/\text{h}$ friss levegőt biztosítottam a helyiségben ($\text{ACH}=6 \text{ h}^{-1}$), míg az új rendszer esetében a befűjt légmennyiség $20 \text{ m}^3/\text{h}$ volt. A mérés során a közepes sugárzási hőmérséklet és a léghőmérséklet $30 \text{ }^\circ\text{C}$ volt. A mérést 19 alanyon végeztem el (10 fiú és 9 lány). A közepes sugárzási és a léghőmérséklet ($-0,58 \text{ }^\circ\text{C} \dots +0,49 \text{ }^\circ\text{C}$) pontossággal lett beállítva.

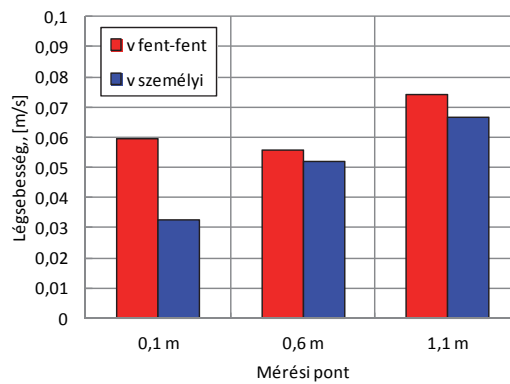


10.13 ábra Hagyományos szellőztető rendszer tesztelése

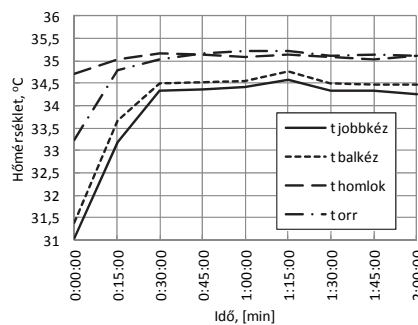
A hagyományos szellőztetés esetében a légsebesség és hőmérsékletméréseket az alany tartózkodási helyén 0,1 m, 0,6 m és 1,1 m magasságban végeztem el. Mértem továbbá az alanyok jobb és bal kézfejének hőmérsékletét, a homlok és az orr hőmérsékletét. Az új berendezés esetében a befúvási irány változását 10 másodpercre állítottam be. Az alanyok 1,2 met tevékenységet végeztek 0,5 clo ruházat mellett. Egy mérés időtartama 2 óra volt. A mért paraméterek a léghőmérséklet és légsebesség 0,1 m, 1,1 m és 1,7 m magasságban, a glóbusz hőmérséklet, a nedves hőmérséklet, a turbulencia 1,1 m magasságban és a CO₂ koncentráció a munkaasztalon. Az alanyok 15 percnként töltöttek ki kérdőíveket az általános hőérzetre és levegőminőségre vonatkozóan, valamint a huzatra és felületi hőmérsékletekre vonatkozóan.



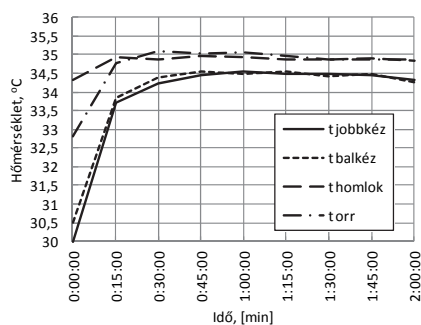
10.14 ábra Személyi szellőzés tesztelése



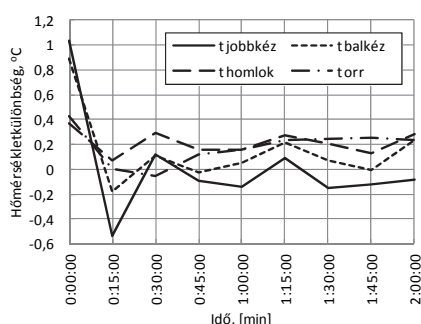
10.15 ábra. Légsebességek alakulása az alany tartózkodási helyén ($t_{il}= 30\text{ }^{\circ}\text{C}$)



10.16 ábra Átlagos bőrhőmérsékletek alakulása a 19 alany esetén (szellőzés fent-fent: $t_{il}= 30\text{ }^{\circ}\text{C}$)



10.17 ábra Bőrhőmérsékletek átlagos értékének alakulása a 19 alany esetén (személyi szellőzés: $t_{il}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$)



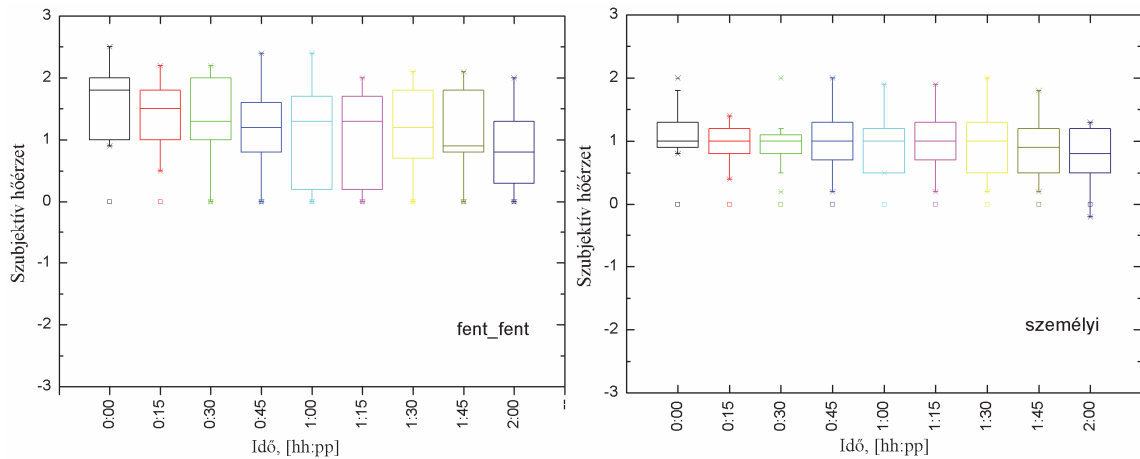
10.18 ábra Bőrhőmérsékletek eltérése a két szellőzési mód esetén (hagyományos fent-fent szellőzés– személyi szellőzés $t_{il}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Az eredmények alapján megállapítható, hogy a személyi szellőzéshez viszonyítva a hagyományos szellőzés esetében a teszt helyiségben nagyobb áramlási légsebességek alakulnak ki a személyek tartózkodási helyén. Ennek ellenére a bőrhőmérsékletek kisebbek a személyi szellőzés esetében. A bőrhőmérséklet diagramokból megállapítható, hogy az alanyok adaptációs ideje a magas hőmérsékletű környezethez közel 30 perc volt a hagyományos szellőzés esetében és ennél rövidebb idő volt szükséges (közel 15 perc) a személyi szellőzés esetében. Az alanyok által 15 percenként kitöltött kérdőív az alábbi kérdéseket tartalmazta (10.2 táblázat).

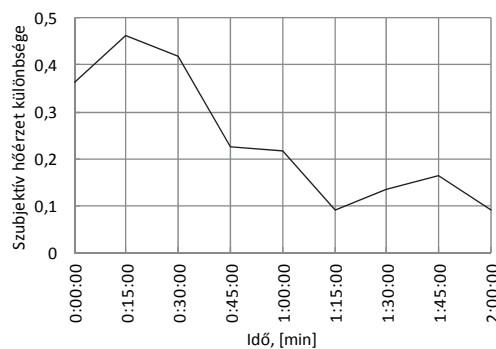
10.2 Táblázat A mérési alanyok által kitöltött kérdőív kérdései

1	Jelölje be a 7 pontos hőérzeti skálán az Ön által tapasztalt hőérzeti értéket:
2	Általában a levegő sebessége megfelelő-e?
3	Tapasztal-e huzathatást?
4	Felületek hőmérséklete megfelelő-e?
5	Elégedett-e a belső levegő minőségével?

A mérések során kapott válaszokat boxplot diagramban dolgoztam fel. A két szellőzési módnál kapott eredményeket a 10.19 ábra tartalmazza.



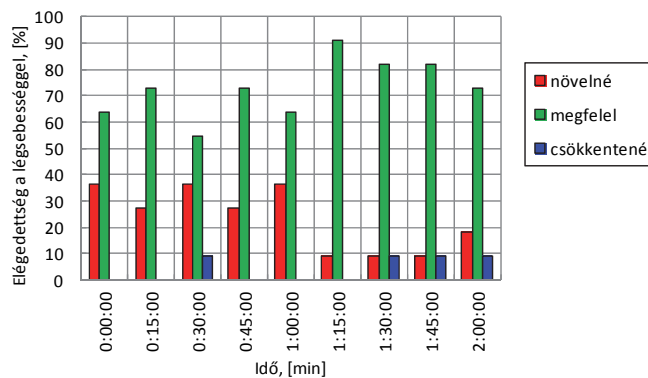
10.19 ábra A szubjektív hőérzet értékei ($t_{il}= 30\text{ }^{\circ}\text{C}$)



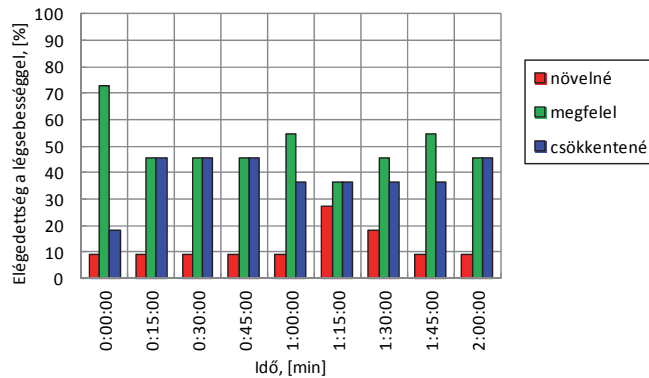
10.20 ábra A szubjektív hőérzetre adott válaszok átlagos értékeinek különbsége ($t_{il}= 30\text{ }^{\circ}\text{C}$)

A 10.19 és 10.20 ábrából jól látható, hogy a váltakozó irányú személyi szellőzés 0,1-0,4 értékekkel kisebb szubjektív hőérzetet eredményez, ami a vizsgált esetben jobb hőérzetet jelent.

A huzatérzet tekintetében a hagyományos szellőzés esetében a 19 alany 15 percenként adott válasza alapján 24,24% érzett huzatot, míg a váltakozó irányú személyi szellőzés alapján 79,8% érzett huzatot. Arra kérdésre azonban, hogy megfelelő-e a légsebesség többségükben pozitív választ adtak az alanyok. A hagyományos szellőzés esetében a válaszok százalékos megoszlását a 10.21 ábra mutatja be.



10.21 ábra Elégedettség a légsebességgel (fent-fent LVR)

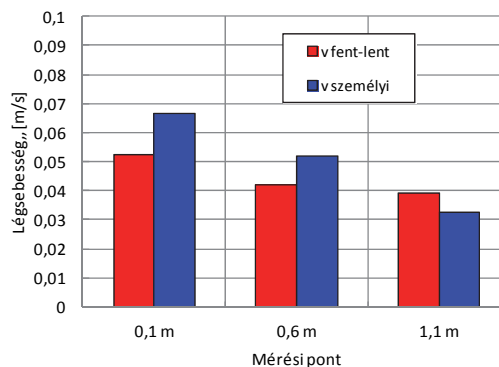


10.22 ábra Elégedettség a légsebességgel (személyi szellőzés)

Az ábra alapján megállapítható, hogy az alanyok többsége vagy elégedett a légsebességgel vagy növelné azt. Vagyis az elégedettségi arány a légsebességgel nem tükrözi vissza a huzatérzet százalékos értékét, ami arra enged következtetni, hogy a huzatérzet ilyen magas ambiens hőmérséklet mellett, nem feltétlenül kellemetlen.

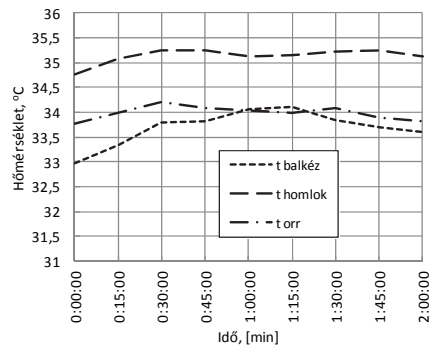
10.5.2 Második mérőszorozat

Hasonló jellegű méréseket végeztünk ugyanabban a helyiségben 15 alany bevonásával (9 fiú és 6 lány). A mérések célja a fent-lent légvezetési rendszer összehasonlítása a váltakozó irányú személyi szellőzéssel 28 °C lég és közepes sugárzási hőmérsékletek mellett. A mérések során a tervezett peremfeltételeket -0,17 °C...+0,93 °C eltérésekkel tudtam tartani. A levegő áramlási sebességének alakulását mutatja be a 10.17 ábra. A friss levegő mennyisége ugyanannyi volt, mint előző mérőszorozat esetében (135 m³/h fent-lent légvezetési rendszer esetében és 20 m³/h a váltakozó irányú személyi szellőzés esetében). A 15 alany esetében 15 percenként kerültek leolvasásra az áramlási sebességek különböző magasságokban.



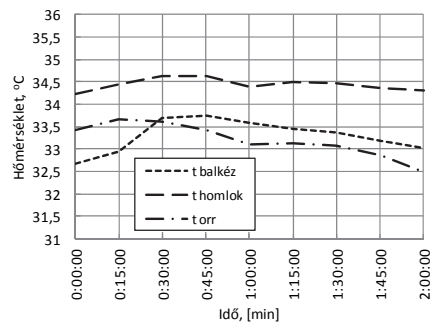
10.23 ábra. Légsebességek alakulása az alany tartózkodási helyén ($t_{il}= 28\text{ °C}$)

Megállapítható, hogy ebben az esetben az áramlási sebességek átlagos értéke csak 1,1 m magasságban nagyobb a hagyományos légvezetési rendszerénél. A személyi szellőzés nagyobb átlagos légáramlási sebességet generál 0,1 m és 0,6 m magasságban. A mérés során rögzítésre kerültek a bőrhőmérsékletek a balkéz, a homlok és az orr esetében, a munkaasztal magasságában a CO₂ tartalom, valamint az alanyok értékelték az általános hőérzetet, a levegő minőségét és a huzatérzetet is. Az átlagos bőrhőmérséklet értékeket mutatja be a 10.24 ábra a hagyományos légvezetési mód esetében.



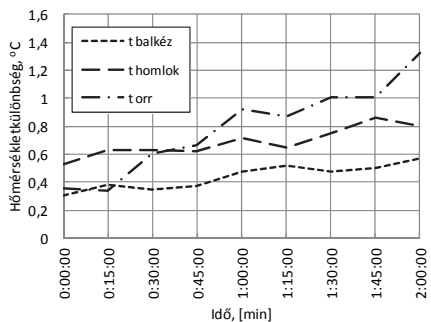
10.24 ábra Átlagos bőrhőmérsékletek alakulása a 15 alany esetén (szellőzés fent-lent $t_{il}=28\text{ °C}$)

Megállapítható, hogy bár az értékek közel azonosak az előző mérésorozatban mért értékekkel a felületi hőmérsékletek növekedése az első 30 percben nem számottevő. Az átlagos bőrhőmérséklet értékeket a váltakozó irányú személyi szellőzés esetében a 10.25 ábra mutatja be.



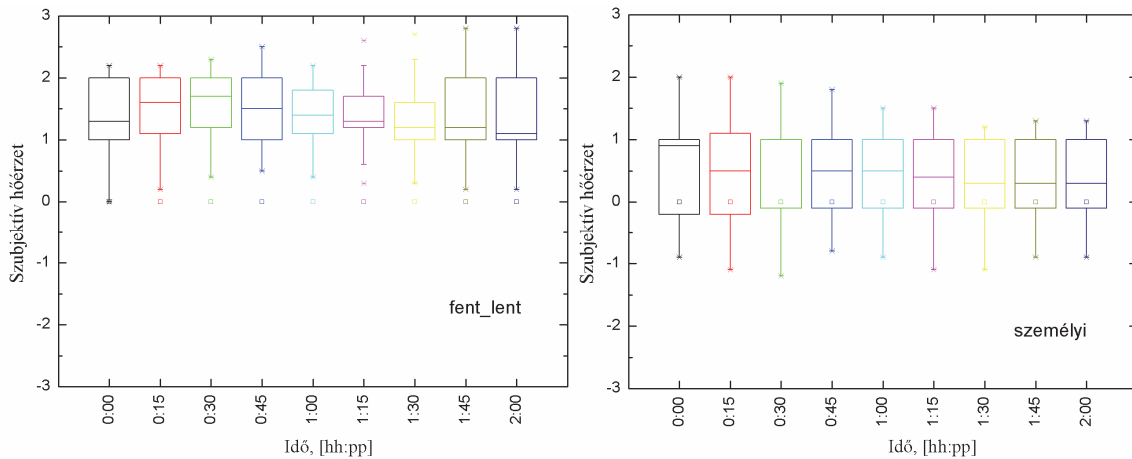
10.25 ábra Bőrhőmérsékletek átlagos értékének alakulása a 15 alany esetén (személyi szellőzés: $t_{il}=28\text{ °C}$)

Látható, hogy míg az előző mérésorozatnál a bőrhőmérséklet átlagos értékei $34,5\text{ °C}$ - 35 °C között alakultak ebben az esetben 33 °C - $34,5\text{ °C}$ közötti hőmérsékleteket regisztráltunk. Ennek megfelelően nagyobb bőrhőmérséklet különbségek alakultak ki a két légvezetési rendszer összehasonlításakor (10.26 ábra).



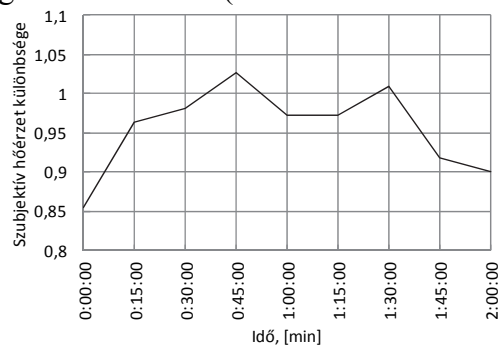
10.26 ábra Bőrhőmérsékletek eltérése a két szellőzési mód esetén (hagyományos fent-fent szellőzés– személyi szellőzés $t_{il}=28\text{ °C}$)

Az általános hőérzettel kapcsolatos kérdésre a 15 alany válaszait a 10.27 ábra tartalmazza (boxplot diagramban).



10.27 ábra A szubjektív hőérzet értékei ($t_{il}= 28\text{ °C}$)

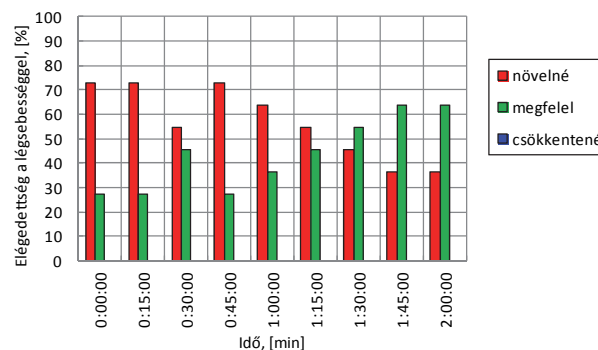
Megállapítható, hogy a válaszok között 0,85-1,02 az eltérés, ami 4-8 szorosa az előző mérésorozatnál mért értékeknek. Mivel a hagyományos szellőzés esetében az alanyok szubjektív hőérzeti értékei alig különböznek, ebből azt a következtetést vontam le, hogy a 28 °C léghőmérséklet esetében a váltakozó irányú szellőzéssel elért hűtőhatás jóval nagyobb. Ezt alátámasztja az a tény is, hogy a 11 alanyból egy a mérés időtartama alatt mindvégig 0 körüli értéket adott meg, míg hárman 0 alatti (kellemes hűvös-hűvös) értékeket adtak meg.



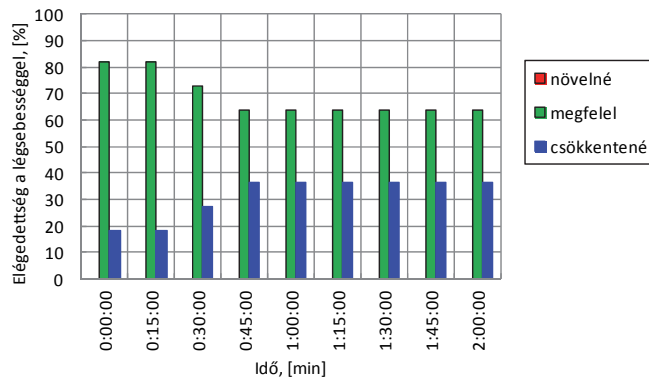
10.28 ábra A szubjektív hőérzetre adott válaszok átlagos értékeinek különbsége ($t_{il}= 30\text{ °C}$)

A huzatérzetre adott válaszok is az előbb levont következtetésemet támasztják alá, mivel a hagyományos szellőzés esetében az érték pontosan megegyezik az előző mérésorozatban mért értékkel (24,24%), azonban a váltakozó irányú szellőzés esetében nagyobb értéket mértem, mint az előző esetben (83,84%).

A légsebességgel való elégedettséget a 10.29 és 10.30 ábrában mutatom be a két vizsgált esetre vonatkozóan.



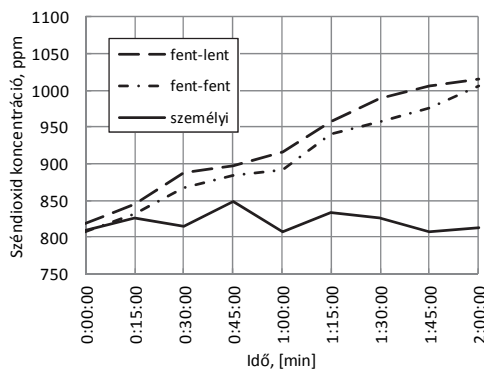
10.29 ábra Elégedettség a légsebességgel (fent-lent LVR)



10.30 ábra Elégedettség a légsebességgel (személyi szellőzés)

A két ábra alapján megállapítható, hogy az alanyok válaszai híven tükrözik a mért légsebességek alakulását, hiszen a hagyományos LVR esetén kisebb sebesség értékek alakulnak ki, így az alanyok nagy része inkább növelné azt. A mérés vége felé a többség megfelelőnek tartja a légsebességet, ami az adaptációnak tudható be. A váltakozó irányú személyi szellőzés esetén a többség megfelelőnek tartja a légsebességet és szintén az adaptáció miatt az mérés második felében kicsit növekszik azoknak a száma, akik csökkentenék a légsebességet, de a többség számára még ekkor is elfogadható. Érdekes, hogy ennél a mérésnél a 15 alany 135 válaszából egy sem volt olyan, aki csökkentette volna a légsebességet a hagyományos LVR esetén és egy sem volt, aki növelte volna a légsebességet a személyi szellőzés esetén. Megállapítható, hogy ennél a mérésorozatnál sem korrelál a huzatérzet a légsebességgel való elégedettséggel, hiszen amíg az alanyok 83%-a jelezte a huzatérzetet, a légsebességgel 60-80%-uk elégedett volt. ez arra enged következtetni, hogy a többséget ebben az esetben sem zavarta a huzat.

A két mérés során a munkaasztal síkja felett mintegy 20 cm-re elhelyezett CO₂ mérőszondával mért értékeket a 10.31 ábra mutatja be.



10.31 ábra A CO₂ koncentráció alakulása a mérés időtartama alatt

Megállapítható, hogy míg a hagyományos szellőzés esetében a mérés időtartama alatt folyamatosan növekedett a CO₂ koncentráció addig a váltakozó irányú személyi szellőzés esetében 750-800 ppm között ingadozott.

10.6 Összefoglalás

A légvezetési rendszerek elemzése során arra a következtetésre jutottam, hogy 28 °C feletti léghőmérsékletek esetében az MSZ CR 1752 szabványban előírtnál magas légsebességek is elfogadottak. Elemeztem a személyi szellőzéssel kapcsolatos kísérletek eredményeit

nemzetközi szinten és kutató kollégáimmal egy innovatív berendezést fejlesztettünk ki. Az új berendezés gyakorlatilag váltakozó irányú személyi szellőzést tesz lehetővé. Ezt a fajta új légvezetési rendszert hasonlítottam össze két hagyományos légvezetési rendszerrel: fent-fent és fent-lent befűvés-elszívás esetén. A hagyományos rendszereknél magas légcsereszámot kellett biztosítani ahhoz, hogy hasonló légsebességek alakuljanak ki a tartózkodási zónában, mint a személyi szellőzés esetén. A személyi szellőzés esetén a friss levegő mennyisége mintegy 14,8%-a volt a hagyományos rendszerrel bejuttatott friss levegő térfogatáramának. A két mérés esetén a teszhelyiségben a mérések során 30 °C illetve 28 °C lég-, illetve közepes sugárzási hőmérsékletet biztosítottam. A fent-fent hagyományos szellőzés során elért szubjektív (30 °C ambiens hőmérséklet) hőérzet 0,1-0,4 értékkel volt nagyobb, mint az új váltakozó irányú személyi szellőzés esetén elért érték. Ugyanakkor ez utóbbi esetben jóval többen jelezték, hogy huzatot érzékelnek a fej körül. A második mérésorozatnál, amikor 28 °C ambiens hőmérsékletet biztosítottam, a szubjektív hőérzet 0,85-1,02 értékkel volt kisebb a váltakozó irányú személyi szellőzés esetében és többen a semleges értéknél kisebbre (hűvös) értékelték a környezetet. Ebben az esetben is nagy százalékban jelezték a huzathatást a személyi szellőzés esetében, sőt a 30 °C ambiens hőmérséklethez viszonyítva mintegy 4%-al többen jelölték be, hogy a fej körül huzatot éreznek. A mért széndioxid koncentráció a második mérésorozatnál a személyi szellőzés esetén csaknem állandó volt, míg a hagyományos szellőzés esetén folyamatosan emelkedett.

11. ÖSSZEFOGLALÁS

Kutatásaim célja az alacsony energiaigényű épületek exergetikai és hőérzeti viszonyainak vizsgálata volt változó belső klimatikus viszonyok mellett. Az alacsony energiaigényű épületek egyre nagyobb számban jelennek meg Magyarországon és tekintettel az EPBD RECAST 2010 előírásaira 2020-tól még nagyobb növekedéssel számolhatunk. Ezekben az épületekben azonban a kis energiaigény miatt a fűtési idény átmeneti időszakában kis energianyereség is nagy ingadozást okozhat a belső hőmérsékletben. Nyári viszonyok mellett pedig, ha nem megfelelő a tájolása és árnyékolása az alkalmazott transzparens szerkezeteknek a megfelelő hőérzet csak gépi hűtéssel biztosítható. Az alacsony energiaigény miatt ezeknél az épületeknél jó hatásokkal alkalmazhatóak a megújuló energiaforrások.

A kutatási eredményeimet elsősorban laboratóriumi mérésekre alapoztam. Közel száz alany bevonásával kilenc különböző mérést végeztem, mintegy hatszáz órában.

Mérés megnevezése	Időtartam [óra]	Ismétlés	Összesen [óra]	Élőalanyos	Alanyok száma
Felfűtés hőtehetlensége	3	6	18	Nem	0
Légcsereszám μ meghatározása	8	3	24	Nem	0
Légcsereszám fűtési rendszereknél	3	9	27	Nem	0
Mennyezet-padló	3	20	60	Igen	20
Mennyezet-padló intervallumok	3	25	75	Igen	10
Mennyezet és padló	4	64	256	Igen	32
Hőmérsékleteloszlás a térben	3	6	18	Nem	0
Első személyi szellőzés	2	38	76	Igen	19
Második személyi szellőzés	2	30	60	Igen	15
Összesen			614		96

A disszertáció első fejezetében azt vizsgáltam meg, hogy miként alakul az exergetikai hatások, ha felújítás után alacsony energiaigényű épületeket alakítunk ki és milyen további exergiamegtakarítást érhetünk el különböző hőszivattyúk esetében. Különböző felület/térfogat tényezővel rendelkező családi házak esetén megállapítottam, hogy az exergiafogyasztás energetikai felújítások után csaknem 90%-al is csökkenhet az eredeti állapotokhoz viszonyítva. Mivel a legjobb eredményeket a felületfűtések esetében értem el, kutatásaimat a felületfűtések üzemeltetési viszonyainak vizsgálatával folytattam. Rendelkezésemre állt a Debreceni Egyetem Épületfizikai Laboratóriuma ahol előállítható volt a téli állapot a teszhelyiség esetében és ebben a helyiségben padló, mennyezet és radiátorfűtés volt elhelyezve.

Első lépésként megvizsgáltam és meghatároztam az egyes fűtési rendszerek esetében az operatív hőmérséklet alakulását a felfűtési időszakban. Mértem, hogy miként alakulnak a zárt tér határolószerveinek felületi hőmérsékletei, illetve a léghőmérséklet a felfűtési időszak alatt. Méréseim során zömében TESTO mérőműszereket alkalmaztam, melyek kalibrálását a cég végezte el. A méréseket kiértékelve megállapítottam az egyes fűtési rendszerek által létrehozott hőfokemelkedés változásának sebességét és az egységnyi hőfokemelkedéshez tartozó energiaigényt. A mérések egyik érdekessége az volt, hogy 0 °C „külső” hőmérséklet mellett nagyobb hőfokemelkedést generáltak a fűtési rendszerek, de a fajlagos energiaigény is nagyobb volt. A padló- és a mennyezetfűtés jó eredményt szolgáltatott ezért kutatásaimat a továbbiakban e két fűtési rendszer vizsgálatával folytattam, de több esetben a méréseket elvégeztem radiátoros fűtésre is, hogy összehasonlítási alap legyen.

Az épületek felújításával a légtömörséget általában jelentősen növelik megfelelő nyílászárók beépítésével. Ennek negatív következményei a penész és a rossz belső levegő minőség, ha a felújítás során nem építenek ki szellőző rendszert is. Egy mérési sorozatom célja az volt, hogy megállapítsam, az alkalmazott fűtési mód milyen hatással van a zárt térbe beáramló levegő mennyiségre, ha a légbevezető és elvezető nyílásokat az ablakkeretbe helyeznénk el. Megállapítottam, hogy a radiátoros fűtés esetében alakul ki a legkisebb légcsereszám, ha a radiátor az ablak alatt van elhelyezve.

Mielőtt az alacsony hőmérsékletű sugárzó fűtések dinamikus üzemeltetésének energetikai és hőérzeti vonatkozásait elemeztem volna, megvizsgáltam milyen hatással van a tér mérete a kialakuló közepes sugárzási hőmérsékletre. Több mint 50 különböző geometriai méretekkel rendelkező zárt tér vizsgálata alapján megállapítottam, hogy a közepes sugárzási hőmérséklet változása parabolikus úgy a helyiség belmagassága, mint a helyiség hossza függvényében. Ugyanakkor a felújítás során a kialakuló közepes sugárzási hőmérséklet kisebb lesz, mint felújítás előtt (természetesen kisebb energiaigény és kisebb exergiafogyasztás mellett). Megállapítottam továbbá, hogy a közepes sugárzási hőmérséklet értéke kisebb a padlófűtés esetében, mint a radiátoros fűtés esetében azonos helyiségméretek és hőtechnikai jellemzők mellett.

Mivel mennyezetfűtés esetében az operatív hőmérséklet felfutási ideje a hőérzeti szempontból elvárt értékre töredéke csak a padlófűtésre vonatkozó felfutási időnek, kidolgoztam egy mérési sorozatot a két fűtési mód kombinált szakaszos üzemeltetésére vonatkozóan. A mérés kezdetén a mennyezetfűtést kapcsoltam be, majd később a padlófűtést. Az energiaigény mellett élőalanyos méréseket végeztem a szubjektív hőérzeti viszonyok elemzése érdekében. Mivel a mérést 17 °C lég- és közepes sugárzási hőmérsékletről indítottam, a legtöbb esetben az alanyok a környezetet hidegnek ítélték, de egyértelműen kirajzolódott a válaszokból, hogy az alanyok különösen pozitívnak értékelik a hőfoknövekedést és azonnal reagálnak a hőfokcsökkenésre. Megállapítottam, hogy a vizsgált esetre vonatkozóan a hagyományos PMV-PPD kapcsolat nem érvényes.

Az elvárható minimális létszám mellett vizsgáltam különböző hőmérsékletintervallumokat annak érdekében, hogy megállapítsam melyik kombinációja a lég- és közepes hőmérsékleteknek adja hőérzeti szempontból a legjobb eredményt. A mérések alapján megállapításra került egy üzemeltetési mód, melynek során kedvező hőérzeti viszonyok alakulnak ki a felfűtés során, de 27% energia megtakarítást érhetünk el.

Megvizsgáltam egy-egy szakaszos üzemeltetési módot a padló- és a mennyezetfűtés esetében mikor hővisszanyerővel ellátott kiegyenlített szellőzés van kialakítva, különböző

légcserezszámok mellett. Nem lehetett alkalmazni ugyanazt az üzemeltetési tervet a padló- és a mennyezetfűtés esetében a különböző hőtehetetlenség és felületi hőmérsékletek miatt. A mérések során mértem a felületi hőmérsékletek alakulását, a légsebességek változását és a turbulencia intenzitást a tartózkodási helyen. Ez utóbbiból megállapítottam a huzattal elégedetlenek százalékos arányát, mely mindvégig elfogadható volt. A mérést 32 egyén bevonásával végeztem így kaptam választ a szubjektív hőérzet alakulására. Megállapítottam, hogy a mérési hőmérsékletintervallumban az alanyok túlnyomó többsége megfelelőnek ítélte a hőérzetet. A mérési adatok alapján meghatároztam a megtakarítható energiamentisítést, mely mennyezetfűtés esetében 10,4% volt, padlófűtés esetén pedig 6,2%.

Megvizsgáltam, hogy az MSZ CR 1752 előírásainak betartása különböző komfortkategóriák esetében milyen energetikai befektetést igényel. Megállapítottam, hogy egyes komfortkategóriák között fűtés és hűtés esetén is akár háromszoros lehet az energiaigény aránya.

Mivel a gépi hűtés általában nagy energiabefektetést igényel, és ez befolyásolhatja az alacsony energiaigényű épület minőségét azt vizsgáltam meg első lépésben, hogy milyen hatása lehet a hőérzetre az, ha nagy ambiens hőmérsékletek mellett extrém magas légsebességeket alakítunk ki a zárt terekben. Három különböző légvezetési módot hasonlítottam össze és megállapítottam, hogy ha az ambiens hőmérséklet 26 °C akkor még 8-szoros légcserezszám mellett sem alakulnak ki a zárt térben olyan légsebességek, melyek a nagyobb konvekciós hőelvonással jobb hőérzetet alakítanak ki.

A megállapítások alapján áttértem a személyi szellőzések elemzésére és kollégáimmal kifejlesztettem egy újfajta légvezetési rendszert, melyet váltakozó irányú személyi szellőzésnek nevezünk el. Erre vonatkozóan elkészítettem egy kísérleti berendezést. Úgy a berendezésre, mind az eljárásra vonatkozóan szabadalmi kérelmet nyújtott be a Magyar Szabadalmi Hivatalhoz a Debreceni Egyetem (2012. június 18). Az új berendezéssel élőalanyos mérések sorozatát végeztem el, összehasonlítva a kapott szubjektív hőérzeti értékeket és megállapítottam, hogy 30 °C ambiens hőmérséklet mellett az alanyok 0,1-0,4 értékkel jobbnak minősítették a környezetet az új berendezés esetében, mint a hagyományos szellőzési módnál. 28 °C ambiens hőmérséklet mellett pedig több alany már negatív hőérzeti értékeket jelölt be a mérések során. Bár többen jelölték be, hogy huzatot éreznek a fej körül többségük arra a kérdésre, hogy a légsebességgel elégedett-e pozitív választ adott. A nagyobb turbulencia hatását további két méréssel bizonyítottam. Mértem a széndioxid koncentrációt hagyományos szellőzés esetén és az új váltakozó irányú személyi szellőzés esetén is. A mérések eredményeként megállapítottam, hogy míg a hagyományos szellőzési mód mellett a széndioxid koncentrációja folyamatosan emelkedett, addig a váltakozó irányú személyi szellőzés esetén csaknem állandó maradt a mérések időtartama alatt. Hőkamerás felvételekkel is bizonyítottam, hogy az arc felületi hőmérséklete a váltakozó irányú szellőzés miatt folyamatosan változik. A 10 másodpercig tartó egyirányú megfűvés eredményeként egy adott arcterület vizsgálata során kiderült, hogy 30 °C ambiens hőmérséklet mellett, ez csaknem 0,5 °C bőrhőmérséklet hőmérsékletingadozást generál.

Természetesen a berendezés tökéletesítése további méréseket és fejlesztéseket feltételez.

ÚJ EREDMÉNYEK, TÉZISEK

1. Tézis

A vizsgált épületek esetében az energia-megtakarítások a hőtechnikai felújítások után, hőszivattyús felületfűtést alkalmazva elérték a 60-70%-ot. Az energiatudatos épületfelújítás racionalitását (megtérülési idő, jelenérték) jellemzően az elérhető energiamegtakarítás vizsgálata alapján mérlegelik. Ez a mennyiségi szemlélet nem veszi figyelembe az energia minőségét. Mivel a megújuló forrásokból általában alacsony potenciálon nyerhető energia az exergetikai vizsgálat célravezetőbb.

Lakóépületek reprezentatív mintáján, különböző kiindulási állapotokat és felújítási stratégiákat elemezve kimutattam, hogy a minőséget is jellemző exergiában elérhető megtakarítás az energiamegtakarításnál lényegesen nagyobb (akár 90% exergiamegtakarítás is elérhető, de minden esetben az exergiában elért megtakarítás meghaladta az energiamegtakarítás mértékét).

2. Tézis

Az épületek felújításával a légtömörséget általában jelentősen javítják korszerű nyílászárók beépítésével. Ennek negatív következményei lehetnek a penész és a rossz belső levegő minőség, ha a felújítás során nem építenek ki szellőző rendszert is. Egyik mérési sorozatom célja az volt, hogy megállapítsam, az alkalmazott fűtési mód milyen hatással van a zárt térbe beáramló levegő mennyiségre, ha a légbevezető és elvezető nyílásokat az ablakkeretbe építenénk be. *Nyílászárók kereteiben akaratlagosan létrehozott állandó keresztmetszetű szellőző nyílások vagy szándékolatlan rések, beépítési és működési hézagok mellett a helyiségben spontán módon kialakuló légáramlás 20 Kelvint meghaladó belső-külső hőmérsékletkülönbség esetén a nyílászáró alatt elhelyezett radiátoros fűtés esetén a legkisebb, összehasonlítva a padló- és mennyezetfűtéssel.*

3. Tézis

Megvizsgáltam milyen hatással van a tér mérete a kialakuló közepes sugárzási hőmérsékletre. A számításokat az alábbi peremfeltételek mellett végeztem el:

- a helyiség szalagablakokkal rendelkezik;
- a fűtőtestek a helyiség hosszában az ablak alatt helyezkednek el;
- a padlófűtés esetén a fűtőfelület azonos a helyiség alapterületével;
- a fűtőtestek, illetve a padlófűtés által leadott hő egyenlő a helyiség hőigényével.

3a. *Összefüggést írtam fel a közepes sugárzási hőmérséklet, a belmagasság, illetve a helyiség homlokzattal párhuzamos mérete között. Zárt terek reprezentatív mintáján végzett vizsgálatok alapján megállapítottam, hogy a tér középpontjában a közepes sugárzási hőmérséklet változása parabolikus úgy a helyiség belmagassága, mint a helyiség hossza függvényében.*

3b. *A homlokzat energiatudatos felújítása után a tér középpontjában kialakuló közepes sugárzási hőmérséklet kisebb lesz, mint felújítás előtt. Megállapítottam továbbá, hogy a közepes sugárzási hőmérséklet értéke kisebb a padlófűtés esetében, mint a radiátoros fűtés esetében, ha a helyiségméretek és a határolószervezetek hőtechnikai jellemzői azonosak.*

4. Tézis

Kidolgoztam egy mérési sorozatot a padló- és a mennyezetfűtési mód egymást követő szakaszos üzemeltetésére vonatkozóan. A mérés kezdetén a mennyezetfűtést kapcsoltam be, majd később a padlófűtést. Az energiaigény műszeres mérése mellett élőalanyos méréseket végeztem a szubjektív hőérzeti viszonyok elemzése érdekében.

Alacsony kezdeti hőmérsékletről induló különböző üzemeltetési menetrendek során kialakuló lég- és közepes sugárzási hőmérsékletek élőalanyos vizsgálata alapján meghatároztam azt az üzemeltetési menetrendet, amely a felfűtési időszakban a legkedvezőbb hőérzetet biztosítja és megállapítottam, hogy ez az üzemeltetési menetrend a felfűtési periódusban a folyamatos üzemeltetéssel összehasonlításban 27% energiamegtakarítással jár.

5. Tézis

Megvizsgáltam egy-egy szakaszos üzemeltetési módot a padló- és a mennyezetfűtés esetében mikor hővisszanyerővel ellátott kiegyenlített szellőzés van kialakítva, különböző légcsereszámok mellett. Nem lehetett alkalmazni ugyanazt az üzemeltetési tervet a padló- és a mennyezetfűtés esetében a különböző hőtehetetlenség és felületi hőmérsékletek miatt. A padlófűtés esetén a rendszer a mérés indításával egy időben indult, majd három óra után kikapcsolásra került. A mennyezetfűtés esetében a rendszert, a mérés indítása után egy órával indítottam csak be, majd két óra üzem után kikapcsolásra került. Így a mérés során a padlófűtés három órán át, a mennyezetfűtés pedig két órán át üzemelt. A mérések során mértem a felületi hőmérsékletek alakulását, a légsebességek változását és a turbulencia intenzitást a tartózkodási helyen. Ez utóbbiakból megállapítottam a huzattal elégedetlenek százalékos arányát, mely mindvégig elfogadható volt. Az operatív hőmérséklet padlófűtés esetében 19-21 °C között-, mennyezetfűtés esetében pedig 19-22 °C között változott. A mérést 32 egyén bevonásával végeztem, így kaptam választ a szubjektív hőérzet alakulására. Az adatokat boxplot diagramban értékeltem ki. *Megállapítottam, hogy a mérési hőmérsékletintervallumban a négy órás kísérlet időből, három órán keresztül az alanyok 80%-a megfelelőnek ítélte a hőérzetet. A mérési adatok alapján meghatároztam a megtakarítható energiamentisítést, mely mennyezetfűtés esetében 10,4% volt, padlófűtés esetén pedig 6,2%.*

6. Tézis

Megvizsgáltam, hogy az MSZ CR 1752 előírásainak betartása különböző komfortkategóriák esetében milyen energetikai befektetést igényel.

6.a *Megállapítottam, hogy egyes komfortkategóriák között fűtés és hűtés esetén is akár háromszoros lehet az energiaigény aránya.*

6.b *Megállapítottam, hogy ha egy épület hőtechnikai felújítása után, nyári időszakban, a közepes sugárzási hőmérséklet 28 °C-ról 24 °C-ra csökken, akkor a felújítás előtti állapotnak megfelelő operatív hőmérséklet 2,5 K-el magasabb léghőmérséklettel is biztosítható, ami hagyományos kompresszoros hűtési rendszer és 8 K külső belső hőmérsékletkülönbség esetében mintegy 26% exergiamegtakarítást eredményez.*

7. Tézis

Mivel a gépi hűtés általában nagy energiabefektetést igényel, és ez befolyásolhatja az alacsony energiaigényű épület szabályozásban rögzített követelmények alapján történő minősítését és besorolását, műszeres mérésekkel megvizsgáltam, hogy a magas ambiens hőmérséklet hatása ellentételezhető-e a légsebesség növelésével. Három különböző légvezetési módot hasonlítottam össze. *Megállapítottam, hogy ha az ambiens hőmérséklet 26 °C akkor még 8-szoros légcserezszám mellett sem alakulnak ki a tartózkodási zónában olyan légsebességek, melyek a nagyobb konvekciós hőelvonással a hőérzet megítélését érdemben javítanák.*

8. Tézis

Miután bizonyítást nyert, hogy már a 26 °C ambiens hőmérséklet hőérzeti hatása sem ellentételezhető a helyiség egészének átöblítése során kialakuló légsebességek révén (amelyek a nagy légcserezszám miatt fokozott energiafogyasztással is járnak) kifejlesztettünk egy újfajta légvezetési rendszert, melyet váltakozó irányú személyi szellőzésnek neveztünk el (ALTAIR). A kísérleti berendezés gyakorlati kivitelezéséhez szükséges szabályozástechnikai részletek kidolgozásában, valamint a szabadalmi oltalom elnyeréséhez szükséges egyes szabályozástechnikai részletek műszaki leírásának elkészítésében tanszéki munkatársak is közreműködtek. Erre vonatkozóan elkészítettünk egy kísérleti berendezést. Úgy a berendezésre, mind az eljárásra vonatkozóan a Debreceni Egyetem szabadalmi bejelentést tett a Szellemi Tulajdon Nemzeti Hivatalnál.

8.a *Az új berendezéssel élőalanyos mérések sorozatát végeztem el, elemeztem a kapott szubjektív hőérzeti értékeket és megállapítottam, hogy még 30 °C ambiens hőmérséklet mellett is az alanyok 0,1-0,4 értékkel jobbnak minősítették a hőkomfortot a 7 pontos hőérzeti skálán az új berendezés esetében, mint a hagyományos szellőzési módnál. 28 °C ambiens hőmérséklet mellett pedig több alany már negatív hőérzeti értékeket jelölt be a mérések során, ami a hűtési/szellőzési teljesítménycsökkentés lehetőségére utal.*

8.b *Mértem a széndioxid koncentrációt hagyományos szellőzés esetén és az új váltakozó irányú személyi szellőzés esetén is. A mérések eredményeként megállapítottam, hogy míg a hagyományos szellőzési mód mellett a széndioxid koncentrációja folyamatosan emelkedett, addig a váltakozó irányú személyi szellőzés esetén csaknem állandó maradt a mérések időtartama alatt.*

SUMMARY

In the field of building energy consumption the 91/200/EC Directive of European Parliament and Council established that: *“The residential and tertiary sector, the major part of which is buildings, accounts for more than 40 % of final energy consumption in the Community and is expanding, a trend which is bound to increase its energy consumption and hence also its carbon dioxide emissions.”* Furthermore the Directive lays down that *“Buildings will have an impact on long-term energy consumption and new buildings should therefore meet minimum energy performance requirements tailored to the local climate. Best practice should in this respect be geared to the optimum use of factors relevant to enhancing energy performance. As the application of alternative energy supply systems is generally not explored to its full potential, the technical, environmental and economic feasibility of alternative energy supply systems should be considered; this can be carried out once, by the Member State, through a study which produces a list of energy conservation measures, for average local market conditions, meeting cost-effectiveness criteria. Before construction starts, specific studies may be requested if the measure, or measures, is/are deemed feasible.”* Since the Directive got into force in Hungary and other European countries new regulations had been developed according to which the energy performance of buildings can be determined or the energy certification can be elaborated. At the same time these regulations contain the requirements which must be met by new buildings or under certain conditions even by refurbished buildings. The 91/2002/EC Directive was modified in 2010. The EPBD RECAST 31/2010/EU lay down that *“Member States shall ensure that by 31 December 2020, all new buildings are nearly zero- energy buildings; and after 31 December 2018, new buildings occupied and owned by public authorities are nearly zero-energy buildings.”*

According to these enouncements it can be seen that the European Parliament and Council expects continuous reduction of energy consumption in the building sector. On the other hand building, depending on their function, must assure the comfort conditions to occupants in order to obtain maximal efficiency of work or proper health or regeneration conditions.

The main goal of my research work was the exergy and comfort analysis of low energy buildings under variable indoor climate conditions. In Hungary the number of low energy buildings is increasing and their number will increase further after 2020 taking into account the prescriptions of EPBD RECAST (2010). During the transition period of heating season, because of low energy need, in these buildings small energy gains can produce important indoor temperature variation. In summer conditions, if the orientation of facades and the shading of glazed elements are not properly chosen the appropriate thermal comfort can be assured only using air conditioning systems. Having low energy need, at these buildings renewable energy sources can be used with high efficiency.

The very well insulated airtight building envelope raises several problems which are not characteristic for current building stock. The low heat demand of a building, which is comparable with the heat released by one or two persons or an electric device, can lead to indoor temperature variations if the heating system output is not properly controlled. In case of residential buildings the continuous, the intermittent and random utilization of rooms are equally possible. In case of office buildings the intermittent operation is a consequence of building function. During the periods of time, when there are no occupants in the rooms, the indoor temperature is not kept at its set point value. If the utilization of a room has a defined schedule the heating up can be easily programmed, but it is not indifferent the energy consumption during this process. The length of utilization time is an important question, it

must be analysed from thermal comfort and energy point of view if the heating up period can have a part which can be considered as utilization time.

My research work is based mainly on laboratory measurements. I have developed nine different measurement programs (in five measurement program I have involved subjects) with a total duration of 614 hours.

Measurement program	Duration [hours]	Repeated	Total duration [hours]	Subjects included	Number of subjects
Thermal inertia of different heating systems during heating up	3	6	18	No	0
ACH – determination of μ coefficient	8	3	24	No	0
ACH at different heating systems	3	9	27	No	0
Thermal comfort ceiling-floor combination	3	20	60	Yes	20
Thermal comfort ceiling-floor temperature intervals	3	25	75	Yes	10
Thermal comfort – intermittent operation of ceiling and floor heating	4	64	256	Yes	32
Summer thermal comfort: temperature distribution under different ACH	3	6	18	No	0
Personal ventilation – first measurement	2	38	76	Yes	19
Personal ventilation – second measurement	2	30	60	Yes	15
Total			614		96

In the first chapter of my dissertation I have analysed the exergy efficiency and exergy need of buildings before and after renovation if the renovated buildings meets the requirements of low energy buildings. Furthermore I have analysed the exergy consumption if different types of heat pumps are used. Analysing buildings with different envelope area/volume characteristics, I have established that, comparing with original situation, the reduction of exergy saving after refurbishment can reach even 90%. Because the highest values of exergy saving were obtained in case of surface heating systems, I have continued my research analysing the energy and thermal comfort performance of surface heating systems. In the Building Physics Laboratory of University of Debrecen I had the opportunity to carry out my measurements. In this Laboratory a test room is placed in which ceiling-, floor-, wall- and radiator heating is installed.

As first step I have analysed the operative temperature variation during the heating up period of different heating systems, measuring the surface temperatures, air velocity and air temperature variation in the test room. I have used TESTO measuring equipments, the calibration of which was done by the TESTO Company. Assessing the measurements data I have established the operative temperature rising velocity and the energy need for 1 K temperature increment. One of the interesting findings of these measurements was that the higher temperature growth at 0 °C “external” temperature was obtained with higher energy consumption. The floor and ceiling heating give favourable results, so I continued my

research analysing these heating types, but some measurements were done for radiator heating too.

After thermal refurbishment of buildings the air tightness is increased significantly. In this case, if a ventilation system is not installed, because of the vapour accumulation in the indoor air, mould can appear at weakest points of the external building elements. I have performed a series of measurements to compare the obtained air change rate (ACH) at different heating system types if the air inlet and evacuation elements are placed in the frame of the windows. I have established that the minimal ACH is obtained in case of radiator heating if the radiator is placed under the window.

Before the development of measurements schedule related to thermal comfort and energy performance of floor and ceiling systems I have done a theoretical analysis of interrelation between closed space geometrical parameters and obtained mean radiant temperature.

Analysing more than 50 spaces with different geometrical parameters I have established that the mean radiant temperature variation has a parabolic variation depending on the height of the closed space. The variation is parabolic either depending on the length of the closed space. At the same time it was proven that the mean radiant temperature will be lower after thermal refurbishment of a building assuming the same heating surface in the room (naturally the energy and exergy consumption is lower). I have established that the mean radiant temperature is lower in case of floor heating compared with radiator heating assuming the same thermal characteristics of the closed space.

Because the measurements have shown that the ceiling heating thermal inertia is much lower in the test room than the thermal inertia of the floor heating, I have developed a measurement during of which these two systems are used in combination. At the beginning the ceiling heating is switched on and later the floor heating operation is started. I have measured the energy consumption but I have involved subjects to evaluate the indoor thermal comfort. Because the starting mean radiant and air temperatures were set to 17 °C the subjects evaluate the microclimate being cold, but it was interesting that the subjects appreciate as a positive fact the increase of the temperatures. In case of temperature decrease the subjects reacts immediately with a negative appreciation of the indoor thermal comfort. The general relation between PMV and PPD was not applicable in this case.

Involving the minimum required number of subjects I have tested five different combinations of indoor air and mean radiant temperature intervals to analyse which of them give the best results from thermal comfort point of view.

Based on the measurements carried out I have established that one which gives favourable results from thermal comfort point of view and the energy saving is 27% comparing with the full time operation of the heating system.

Involving 32 subjects I have analysed an intermittent operation mode of the ceiling and the floor heating respectively assuring different air change rates and balanced ventilation with heat recovery. It was not possible to use the same operation strategy because the floor and ceiling heating systems have different thermal inertia and different surface temperatures. During measurements the surface temperatures, the air velocities had been measured. Furthermore the turbulence intensity was measured in the occupancy zone. I have determined the percent of dissatisfied with draught and I have established that this value was under the

maximum admissible value given by MSZ CR 1752 standard. Based on the answers given I have established that more than 80 % of the subjects had been satisfied by thermal comfort obtained. The energy saving was 10,4% in case of ceiling heating and 6,2% in case of floor heating compared with full time operation mode.

I have analysed the energy need to assure the required microclimate parameters in case of A, B, C comfort categories of buildings given by MSZ CR 1752 standard. I have established that between different building categories the energy consumption for heating or cooling can be even three times higher.

Because the energy consumption of air conditioning systems using compressors is quite high, which can have a negative influence on the energy performance of low energy buildings I have analysed the thermal comfort in case of high ambient temperatures combined with high air velocities. Comparing three different ventilation mode (air introduced under the ceiling and evacuated under the ceiling, air introduced under the ceiling and evacuated above the floor, air introduced above the floor and evacuated under the ceiling) I have established that at 26 °C ambient temperature the PMV=0 cannot be obtained in the test room even at ACH=8 h⁻¹.

Analysing the obtained results I have continued my research with personalized ventilation systems. I have developed with my colleagues a new alternative personalized ventilation system (ALTAIR). Based on the conception I have developed the experimental equipment. The equipment and the conception were forwarded to Hungarian Intellectual Property Office in the name of University of Debrecen (18th of June 2012).

Using this new equipment I had developed and performed a series of measurements comparing the obtained thermal comfort with traditional ventilation modes. I established that the subjective thermal comfort at 30 °C ambient temperature is lower in case of new equipment with 0.1-0.4. In case of 28 °C ambient temperature there were subjects who reported the environment as too cold. The subjects reported draught around the head but at the same time they were contented with the air velocity.

I have measured the carbon dioxide concentration in the occupation zone in both traditional and new alternative personalized ventilation mode. Based on the measured data I have established that while in case of traditional ventilation mode the carbon dioxide concentration rises, in case of new alternative personalised ventilation mode the carbon dioxide concentration remain constant during measurements.

Naturally this new ventilation mode and equipment need to be developed further in the future.

During my research started in 2007 I tried to find answers to question raised. After the analysis of national and international references in this field between 2007 and 2011 I performed a series of measurements. I used the boxplot diagrams to represent the measured data in case of high number of subjects involved. The age of involved subjects was between 22 and 28 years and I tried to involve in equal number women and man in each measurement. The selection process of subjects was done taking into account the prescriptions fixed by Wyon and Bánhidi in paper entitled: "The question of sample size in the comfort research".

I published the results of my research work in national and international Journals and in proceedings of national and international Conferences.

FELHASZNÁLT SZAKIRODALOM

- [1] Nemzeti Fejlesztési Minisztérium: Nemzeti Energiastratégia 2030, Budapest, 2012.
- [2] Az Európai Parlament és a Tanács 2002/91/Ek Irányelve az épületek energiateljesítményéről, 2002. december 16.
- [3] Az Európai Parlament és a Tanács 2010/31/EU Irányelve az épületek energiahatékonyságáról, 2010. május 19.
- [4] Rant Z.: Energy value and pricing, strojniski vestnik, nr. 1 1955 - DK620.92:536.7
- [5] Vida Gy.: Műszaki hőtan, p. 46-51, Tankönyvkiadó, Budapest, 1976.
- [6] Kalmár F.: Központi fűtési rendszerek exergetikai elemzése, Debreceni Műszaki közlemények, DE MFK, vol. V, 3 sz. p. 23-31.
- [7] Schmidt D.: Design of Low exergy buildings – Method and a pre-design tool, Int. Journal of Low energy and Sustainable buildings, vol.3, 2003-2006.
- [8] Halász Gy-né – **Kalmár T.**: Különböző hőtermelővel ellátott fűtési rendszerek exergetikai összehasonlítása I. rész: Magyar Épületgépészet, 2007/12, p. 3-7.
- [9] Halász Gy-né. – **Kalmár T.**: Különböző hőtermelővel ellátott fűtési rendszerek exergetikai összehasonlítása II. rész: Magyar Épületgépészet 2008/1-2, p. 3-8.
- [10] Simon T.: Az exergiaszemlélet jelentősége a mérnöki gyakorlatban I. rész, Magyar Épületgépészet, LVII. évfolyam, 2008/3, p. 3-6.
- [11] Simon T.: Az exergiaszemlélet jelentősége a mérnöki gyakorlatban II. rész, Magyar Épületgépészet, LVII. évfolyam, 2008/5, p. 36-41.
- [12] **Kalmár T.**: Családi házak fűtési exergiaigényének elemzése, Magyar Épületgépészet, LVIII. évfolyam, 2009/9, p. 4-8.
- [13] Sakulpipatsin P. et al: An exergy application for analysis of buildings and HVAC systems, Energy and Buildings 42, 2010, 90-99.
- [14] Kalmár F.- Csiha A.: Interrelation between glazed surfaces, building structure and thermal comfort, 23rd Conference on Passive and Low energy architecture, 6-8 September 2006, Geneva.
- [15] Olesen B.: Heating and cooling systems for better energy efficiency, Magyar Épületgépészet, LVI évf., 2007, 11-12 sz.
- [16] Zöld A.: A paneles lakóépületek utólagos hőszigetelésének közvetlen és közvetett hatásai, Energiagazdálkodás, 2000, 41 évf., 7 sz.
- [17] Babiak J., Olesen B., Petras D.: Alacsony hőmérsékletű fűtés és magas hőmérsékletű hűtés, REHVA Guidebook No. 7, Épületgépészeti Kiadó, 2007.
- [18] Kalmár F. – **Kalmár T.**: Thermal comfort conditions having surface heating and fresh air introduced directly in the room, Indoor Air 2008 Conference, 16-21 August, 2008, Copenhagen, Denmark.
- [19] **Kalmár, T.**: Physical Aspects of Infiltration at Closing Elements of Buildings, Conferinta tehnico-stintifica. Instalatii pentru constructii si economia de energie, 5-6 Iulie, Iasi, Romania, 2007

- [20] Olesen B. W.: Possibilities and limitations of radiant floor cooling, ASHRAE Trans. V. 103, Pt.1, 1997.
- [21] Olesen, B. W.: Radiant floor heating in theory and practice, ASHRAE Journal, July, 2002.
- [22] Zöld A. – **Kalmár T.**: Thermal comfort in low energy houses, XXXVII IAHS World Congress on Housing Science, 2010, Santander, Spain.
- [23] Csoknyai T.: Penész, penész, penész..., Építész spektrum, II évf., 1 sz., 2003.
- [24] Kovács Plajos, K.: Windows replacement – a complex problem in every respect, Int. Conf. “Building Installations and Ambient Comfort”, Timisoara, Romania, 2007.
- [25] Csoknyai, T.: Solanova Project: Solar_Supported, Integrated and Eco-Efficient Renovation of Large Residential Buildings, Proc. 22nd PLEA Conference, Beirut-Lebanon, 2005, 869.
- [26] Marozsiné Kalócz, K.: Energiatakarékos lakás-felújítási program Kecskeméten, Építési Piac, október, 2003.
- [27] <http://aereco.com/int/uk/hsensitive.php>
- [28] Kalmár, F. **Kalmár, T.**: Interrelation between ACH, PMV and heating system type, ROOMVENT 2007, 13-15 June, Helsinki, Finland, 2007.
- [29] Stanton N., Hedge A., Brookhuis K., Salas E., Hendrick H.: Handbook of Human Factors and Ergonomics Methods, CRC Press, NY, 2005, p. 63-4.
- [30] Lee W.L., Yik F.W.H., Jones P.: A strategy for prioritising interactive measures for enhancing energy efficiency of air-conditioned buildings, Energy, Volume 28, Issue 8, June 2003, p. 877–893
- [31] Lee W.L., Yik F.W.H.: Regulatory and voluntary approaches for enhancing building energy efficiency, Progress in Energy and Combustion Science 30 (2004) 477–499
- [32] Correlje A., van der Linde C.: Energy supply security and geopolitics: A European perspective, Energy Policy 34 (2006) 532–543.
- [33] Hammond G. P.: Energy, environment and sustainable development: a UK perspective, Process Safety and Environmental Protection, Volume 78, Issue 4, July 2000, p. 304–323.
- [34] Rebane K. K.: Energy, entropy, environment: why is protection of the environment objectively difficult?, Ecological Economics 13 (1995) 89-92.
- [35] Halász Gy-né, Kalmár, T.: Spatial optimization of heating seatback, International Conference. Indoor Air Quality, 28-31 October., Sendai, Japan, 2007
- [36] **Kalmár T.** – Kalmár F.: Comfort and energy analysis of heating up, Int. Rev. of Applied Sciences and Engineering, 1 (2010), 1-2, p. 35-43.
- [37] Kalmár F. – **Kalmár T.**: Analysis of floor and ceiling heating with intermittent operation, Environmental Engineering and Management Journal, vol. 10, no. 9, p. 1243-1248.
- [38] Zhang H., et al: Comfort, perceived air quality, and work performance in a low-power task–ambient conditioning system, Building and Environment 45 (2010) 29–39.
- [39] Akimoto T., Tanabe S., Yanai T., Sasaki M.: Thermal comfort and productivity - Evaluation of workplace environment in a task conditioned office, Building and Environment 45 (2010) 45–50.
- [40] Wyon D. P., Fanger P. O., Olesen B. W. Pederson C. J. K.: The Mental Performance of Subjects Clothed for Comfort at Two Different Air Temperatures, Ergonomics, Volume 18, Issue 4, 1975, pages 359-374
- [41] Sartori I., Hestnes A.G.: Energy use in the life cycle of conventional and low-energy buildings, Energy and Buildings 39 (2007) 249–257.
- [42] Thormark C.: Alow energy building in a life cycle—its embodied energy, energy need for operation and recycling potential, Building and Environment 37 (2002) 429 – 435.

- [43] Gratia E., de Herde A., Design of low energy office buildings, *Energy and Buildings*, Volume 35, Issue 5, June 2003, Pages 473–491.
- [44] Wagner A. et al., Thermal comfort and workplace occupant satisfaction—Results of field studies in German low energy office buildings, *Energy and Buildings* 39 (2007) 758–769.
- [45] Huizenga C., Zhang H., Arens E.: A model of human physiology and comfort for assessing complex thermal environments, *Building and Environment* 36 (2001) 691–699.
- [46] de Dear R., Arens E., Zhang H., Oguro M.: Convective and radiative heat transfer coefficients for individual human body segments, *Int J Biometeorology* (1997) 40:141–156.
- [47] Miriel J., Serres L., Trombe A.: Radiant ceiling panel heating–cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1861–1873.
- [48] Feustel H. E., Stetiu C.: Hydronic radiant cooling - preliminary assessment, *Energy and Buildings* 22 (1995) 193-205.
- [49] Lim J. H., Jo J. H., Kim Y. Y., Yeo M. S., Kim K. W.: Application of the control methods for radiant floor cooling system in residential buildings, *Building and Environment* 41 (2006) 60–73.
- [50] **Kalmár, T.**: Utilization time at intermittent heating, *Int.conf. Instalatii pentru Constructii si Confortul Ambiental*, 29-30 Martie, Timisoara, Romania, 2007.
- [51] CR 1752: Ventilation for buildings – Design criteria for the indoor environment, 1998.
- [52] ANSI/ASHRAE Standard 55-2004: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.
- [53] ISO 7730-2005: Ergonomics of the thermal environment — Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria.
- [54] Burt J. E., Terjung W. H. and O'Rourke P. A.: View-factors leading to the simulation of human heat stress and radiant exchange: An algorithm, *Theoretical and Applied Climatology* Volume 30, Number 4, 321-331.
- [55] Fanger P.O.: *Thermal Comfort. Analysis and Applications in Environmental Engineering*, Danish technical Press, Copenhagen, 1970.
- [56] Cannistraro G., Franzitta G., Giaconia C., Rizzo G.: Algorithms for the calculation of the view factors between human body and rectangular surfaces in parallelepiped environments, *Energy and Buildings*, Volume 19, Issue 1, 1992, Pages 51–60.
- [57] Kalmár F.: Optimal forward temperature in retrofitted buildings, *Proc. of 2nd Int. Conference on Building Physics*, 14-18 September, 2003, Antwerpen, Belgium p. 649-656.
- [58] Kalmár, F. **Kalmár, T.**: Balance point temperture of buildings, *Int.conf. Instalatii pentru Constructii si Confortul Ambiental*, 17-18 Martie, Timisoara, Romania, 2008.
- [59] ISO 7726:1998 Ergonomics of the thermal environment – Instruments for measuring physical quantities
- [60] EN 15251-2007: Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics.
- [61] Candas V., Dufour A.: Thermal Comfort: Multisensory Interactions? *J Physiol Anthropol Appl Human Sci* 24, 2005: 33-36.
- [62] Casey K. L. et al: Positron Emission Tomographic Analysis of Cerebral Structures Activated Specifically by Repetitive Noxious Heat Stimuli. *J Neurophysiol* 71, 1994: 802–807.
- [63] Clausen G. et al: A Comparative Study of Discomfort Caused by Indoor Air Pollution, Thermal Load and Noise. *Indoor Air* 3, 1993: 255–262.

- [64] Bánhidi L. et al: A dinamikus hőmérsékletváltozás szubjektív hatása, Magyar Épületgépészet, XLIX évf., 3 sz., 2000, pp. 5-7.
- [65] Bánhidi L. – Kajtár L.: Komfortelmélet, Műegyetemi Kiadó, Budapest, 2000.
- [66] Kalmár F.: Központi fűtési rendszerek illesztése felújított épületek megváltozott energetikai igényéhez, Doktori értekezés, Budapest, 2004.
- [67] Olesen B.: 2007. Heating and cooling systems for better energy efficiency, Magyar Épületgépészet, LVI évf., 11-12 sz.
- [68] Zöld A.: Thermal comfort at transient conditions, PLEA World Congress, Cambridge, 2000.
- [69] **Kalmár T.**: Sugárzó fűtések elemzése szakaszos üzemeltetés esetében, Gép LIX évf. 8 sz., 2008. pp. 49-50
- [70] **Kalmár T.**: Thermal comfort feeling during the heating up and cooling down period of surface heating systems, 14th „Building Services, Mechanical and Building Industry days”, 30-31 October 2008, Debrecen. pp. 164-172.
- [71] Airaksinen M., Tuomaala P., Holopainen R.: Modeling human thermal comfort, Proceedings of Clima 2007 WellBeing Indoors, 2007, p. 1269.
- [72] Bánhidi L. et al: Impact of indoor temperature fluctuations on thermal comfort feeling, Proc. of Healthy Buildings, Vol. 2, Espoo, Finland, August 6-10, 2000, pp. 557-562.
- [73] Imanaria T., Omoria T., Bogaki K.: Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system: Comparison with the conventional all-air system, Energy and Buildings, 1999, vol. 30, no. 2, pp. 167-175.
- [74] Jokl M.: The optimal (comfortable) operative temperature estimation based on the physiological response of human organism Proceedings of Clima 2007 WellBeing Indoors, p. 1057.
- [75] Simone A., Olesen B. W., Babiak J., Bullo M., Langkilde G., Operative Temperature for Control of Radiant Surface Heating and Cooling Systems, 62 Congresso Nazionale ATI, 2007, pages: 233-237.
- [76] A belügyminiszter 40/2012. (VIII. 13.) BM rendelete az épületek energetikai jellemzőinek meghatározásáról szóló 7/2006. (V. 24.) TNM rendelet módosításáról, MAG YAR KÖZLÖNY, 2012, 107. szám
- [77] A Kormány 105/2012. (V. 30.) Korm. rendelete - Az épületek energetikai jellemzőinek tanúsításáról szóló 176/2008. (VI. 30.) Korm. rendelet módosítása.
- [78] Kalmár F., **Kalmár T.**, Csáki I.: Certification of Residential Buildings Using the Detailed and the Simplified Method, 15th International Conference on civil Engineering and Architecture, ÉPKO 2011, 2-5 June, Csíksomlyó, Románia, 2011
- [79] Kalmár F. – **Kalmár T.**: A komfortkövetelmények, az épületek primer energia fogyasztása és az exergiaszemplélet, Magyar Építőipar, 4. sz.
- [80] Galambos P.: Él és virul a készházipar, <http://www.corp.origo.hu/ingatlan/20071121-konnyuszerkezetes-hazak-magyarorszagon-novekvo-piac-optimista-gyartok.html>.
- [81] Kalmár F. – Halász Gy-né.: Summer thermal comfort in detached houses, Proc. Healthy Building Conference, 4-8 June 2006, Lisboa, Portugal, vol. II p. 31-36.
- [82] Kaczmarczyk J., Melikov A. and Sliva D.: Avoiding draught discomfort with personalized ventilation used at the low range of comfortable room air temperature, Indoor Air 2008, 17-22 August, Copenhagen.
- [83] Melikov A., Kaczmarczyk J., and Sliva D: Impact of air movement on perceived air quality at different level of relative humidity, Indoor Air 2008, 17-22 August, Copenhagen.
- [84] Yang B., Melikov A. and Sekhar C.: Cooling effect of ceiling mounted personalized ventilation system, Indoor Air 2008, 17-22 August, Copenhagen.

- [85] Kalmár F., **Kalmár T.**, Csáki I., Husi G.: Interrelation between ACH and air temperature distribution in a room, ROOMVENT 2009, The 11th International Conference on Air Distribution in Room, 24-27 May, Busana, Korea, 2009
- [86] Arens E., Turner S., Zhang H., Paliaga G.: Moving Air For Comfort, Ashrae Journal May 2009 p. 18-29.
- [87] Qingyan Chen, Weiran Xu: A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation, Energy and Buildings 28 (1998) p. 137-144.
- [88] Cheng Li., Xiaofeng Li., Yaxuan Su., Yingxin Zhu: A new zero-equation turbulence model for micro-scale climate simulation, Building and Environment 47 (2012) p.243-255.
- [89] Toftum J., Nielsen R.: Draught sensitivity is influenced by thermal sensation, International Journal of Industrial Ergonomics 18 (1996) p. 295-305.
- [90] Prek M.: Thermodynamical analysis of human thermal comfort, Energy 31 (2006) p. 732-743
- [91] Fanger P. O., Melikov A. K., Hanzawa H., Ring J.: Air Turbulence and Sensation of Draught, Energy and Buildings 12 (1988) p. 21-39.
- [92] Zhang H. et al.: Air movement preferences observed in office buildings, Int J Biometeorol (2007) 51:349-360, DOI 10.1007/s00484-006-0079-y.
- [93] Salloum M., Ghaddar N., Ghali K.: A new transient bio-heat model of the human body, 2005 ASME Summer Heat Transfer Conference, July 17-22, 2005, San Francisco, California, USA, HT2005-72303, p. 1-11.
- [94] Koskela H., Heikkinen J., Niemelä R., Hautalampi T.: Turbulence correction for thermal comfort calculation, Building and Environment 36 (2001) p. 247-255.
- [95] Mahdava A., Kumar S.: Implications of indoor climate control for comfort, energy and environment, Energy and Buildings 24 (1996) p. 167-177.
- [96] Mack R., Emetz T.: Der Entwurf der DIN 1946, Teil 4: „Die Rolle des Turbulenzgrades- Ein erster Erfahrungsbericht“ Krh.-Hyg.+Inf.verh.29 Heft 1 (2007) p.15-18.
- [97] Griefahn B., Künemund C., Gehring U.: The impact of draught related to air velocity, air temperature and workload, Applied Ergonomics 32 (2001) p. 407-417.
- [98] Griefahn B., Künemund C., Gehring U.: The significance of air velocity and turbulence intensity for responses to horizontal drafts in a constant air temperature of 23°C, International Journal of Industrial Ergonomics 26 (2000) p. 639-649.
- [99] Havenith G., Holmér I., Parsons K.: Personal factors in thermal comfort assessment: clothing properties and metabolic heat production, Energy and Buildings 34 (2002) p. 581-591.
- [100] Yufeng Zhang, Rongyi Zhao Overall thermal sensation, acceptability and comfort, Building and Environment 43 (2008) p. 44-50.
- [101] T. Rueegg, V. Dorer, U. Steinemann Must cold air down draughts be compensated when using highly insulating windows? Energy and Buildings 33 (2001) p. 489-493.
- [102] Wei Sun, Kwok Wai Tham, Wei Zhou, Nan Gong: Thermal performance of a personalized ventilation air terminal device at two different turbulence intensities, Building and Environment 42 (2007) p. 3974-3983.
- [103] Weiran Xu, Qingyan Chen: A two-layer turbulence model for simulating indoor airflow Part I. Model development, Energy and Buildings 33 (2001) p. 613-625.
- [104] Weiran Xu, Qingyan Chen: A two-layer turbulence model for simulating indoor airflow Part II. Applications, Energy and Buildings 33 (2001) p. 627-639.
- [105] Cheng Y., Niu J., Gao N.: Thermal comfort models: A review and numerical investigation, Building and Environment 47 (2012) p. 13-22.
- [106] E. Arens, R. Gonzalez, L. Berglund Thermal comfort under an extended range of environmental conditions, ASHRAE 1986, Vol 92, Part 1B. p. 18-26.

- [107] Gail S. Brager, Richard J. de Dear Thermal adaptation in the built environment: a literature review, *Energy and Buildings* 27 (1998) p. 83-96.
- [108] NJ Green Building Manual Individual Comfort Controls, UC Berkeley Center for the Built Environment, <http://www.cbe.berkeley.edu/underfloorair/tacguidelines.htm>
- [109] Wang Z.: Modeling thermal comfort with radiant floors and ceilings, 4th International Building Physics Conference 2009, June 15-18, Istanbul, p.1-8.
- [110] Zhang H., Huizenga C., Arens E., Yu T.: Modeling thermal comfort in stratified environments, *Proceedings of Indoor Air 2005*, Beijing, p. 133-137.
- [111] Yuemei Wang, Zhiwei Lian, Li Lan: The effect of turbulence on local skin temperature and subjective responses to draft, *Energy and Buildings* 43 (2011) p. 2678-2683.
- [112] <http://oxigen.hu/cikk.php?aid=116102f6ef5ca3cb1ba98ac&cat=142&subcat=95> (letöltés: 2012.05.10)
- [113] Magyar T.: A helyiség-átöblítés szerepe a légtechnika energiatudatos tervezésében, *Magyar Épületgépészet*, LVI. évfolyam, 2007/5.
- [114] Givoni B.: *Man, climate and architecture*, Second Edition. New York: Van Nostrand Reinhold Company, 1976.
- [115] Watson D. and Labs K.: *Climatic Design*. New York : McGraw-Hill Book Company, 1983.
- [116] <http://www.personalisedventilation.com/> (letöltés: 2012.05.10)
- [117] [http://vbn.aau.dk/en/publications/chair-with-integrated-personalized-ventilation-for-minimizing-cross-infection\(d2163e20-2939-11dc-8b1b-000ea68e967b\).html](http://vbn.aau.dk/en/publications/chair-with-integrated-personalized-ventilation-for-minimizing-cross-infection(d2163e20-2939-11dc-8b1b-000ea68e967b).html) (letöltés: 2012.05.10)
- [118] <http://www.ehvacdesign.com/> (letöltés: 2012.05.10)
- [119] Olesen, B. W.: EN 15251: Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics, Technical University of Denmark, International Centre for Indoor Environment and Energy.
- [120] <http://www.kislexikon.hu/borerzekletek.html> (Letöltés: 2012.07.16)
- [121] Klug Nándor: *Az érzékszervek élettana*, K.M. Természettudományi Társulat, Budapest, 1896. (<http://mek.oszk.hu/02900/02938/html/>) (Letöltés: 2012.07.12)
- [122] Lynette Jones (2009), *Scholarpedia*, 4(5):7955.
- [123] Darian-Smith, I. & Johnson, K.O.: Thermal sensibility and thermal receptors. *Journal of Investigative Dermatology*, 69, p: 146-153, 1977.
- [124] Parsons, K.: *Human Thermal Environments* (2nd ed.). Taylor & Francis, 2003.
- [125] Stevens, J.C., & Choo, K.K.: Temperature sensitivity of the body surface over the life span. *Somatosensory & Motor Research*, 15, 13-28, 1998.
- [126] F. Kalmár, **T. Kalmár**, Interrelation between mean radiant temperature and room geometry, *Energy and Buildings* Volume 55, December 2012, p. 414-421.
- [127] F. Kalmár, **T. Kalmár**, Alternative personalized ventilation, *Energy and Buildings* (under review)
- [128] Kalmár F., **Kalmár T.**, Zöld A., Csáky I., Munkasztal és eljárás egyedi munkahelyi lokális, személyi klimatizációjára, szabadalmi leírás, P1200372 alapszám.
- [129] Kajtár L., Kassai M., *Klímatizált épületek energetikai elemzése*, *Magyar Épületgépészet*, LVII. évfolyam, 2008/7-8, p. 3-7.
- [130] Kassai M., *Klímaközpontok energiafelhasználásának elemzése valószínűségelméleti alapon*, Doktori értekezés, BME, 2011.
- [131] Wyon D., Bánhidi L.: A minta nagyságának kérdése a belső környezeti hatásokkal foglalkozó kutatásokban, *Magyar Épületgépészet*, LII, 2003/12.

M-1. Melléklet

Alkalmazott mérőműszerek

Testo 175-H2

Kompakt hőmérséklet és páratartalom adatgyűjtő (M1.1 ábra).



M1.1 ábra Testo 175-H2 Logger

Az adatgyűjtő előprogramozható, a rögzített adatok számítógépbe olvashatók és feldolgozhatók a Comsoft 3 Professional program segítségével.

A műszer műszaki adatai:

- két csatorna, egy belső hőmérséklet érzékelő (NTC) és egy páratartalom érzékelő;
- mérési tartomány: $-20 \dots +70^{\circ}\text{C}$, 100% RH;
- pontosság: $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, $\pm 3\%$ RH;
- memória: 16000 mért érték;
- mintavételi sűrűség: 10s...24h.

Négy darab ilyen típusú mérőműszer volt a mérőkamrában elhelyezve.

Testo T2 tapintó hőmérő

A rugalmas, széles keresztaszályas felületi érzékelő gyors beállási időt és nagy pontosságot biztosít (M1.2 ábra). Felületi hőmérsékletek ellenőrzésére használtuk.



M1.2 ábra Testo T2 tapintóhőmérő

Testo 175-T3

Kompakt hőmérséklet adatgyűjtő, két csatornás, belső érzékelővel, külső érzékelő kimenettel (M1.3 ábra).



M1.3 ábra Testo 175-T3 Logger

Műszaki adatok:

- méréstartomány: $-35..+70^{\circ}\text{C}$;
- pontosság: $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$;
- memória: 16000 mért érték;
- mintavételi sűrűség: 10s...24h.

Egy darab ilyen hőmérséklet érzékelőt alkalmaztam az előremenő és visszatérő közeg hőmérsékletének mérésére, külső érzékelőkkel.

Testo 445

Kombinált légellenőrző (M1.4 ábra).



M1.4 ábra Testo 445 mérőműszer

Műszaki adatok:

- érzékelő típusa: Thermo
mérési tartomány: $0...+20\text{ m/s}$
felbontás: 0.01 m/s ($0...+10\text{ m/s}$)
 0.1 m/s ($+10.1...+20\text{ m/s}$)
- érzékelő típusa NTC
mérési tartomány $-50...+150\text{ }^{\circ}\text{C}$
pontosság: $\pm 0.5\%$ ($+100...+150\text{ }^{\circ}\text{C}$)
 $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($-25...+74.9\text{ }^{\circ}\text{C}$)
 $\pm 0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($-50...-25.1\text{ }^{\circ}\text{C}$)
 $\pm 0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($+75...+99.9\text{ }^{\circ}\text{C}$)
felbontás: $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($-50...+150\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Légsebességek és léghőmérséklet mérésére alkalmaztam.

TA CBI

Térfogatáram, hőmérséklet és nyomás különbség mérésére szolgál TA szelepeknél (M1.5 ábra).



M1.5 ábra TA CBI műszer

Műszaki adatok:

- maximális nyomás: 2500 kPa.
- nyomáskülönbség: -9...200 kPa.
- hőmérséklet: -20...120°C

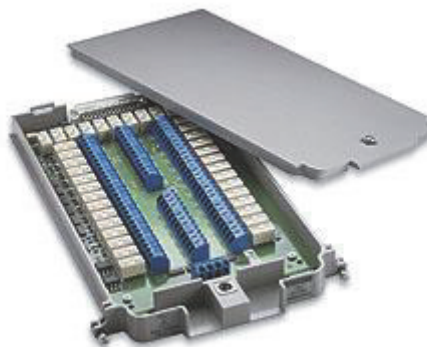
A fűtőközeg tömegáramának mérésére alkalmaztam.

Keithley 2700 Multiméter (M1.6 ábra), 7708 Card Model-el (M1.7 ábra)

A multiméter, regiszter párhuzamos porton keresztül csatlakoztatható számítógéphez, az XLINX 2700 Starup program segítségével lehet programozni. A mérés indításakor a program folyamatosan gyűjti az adatokat egy szöveges fájlba amiből aztán az adatok feldolgozhatók. A külső érzékelők 7 db, PT100-as 4 vezetékes érzékelők, a 7708 Card Modelben vannak bekötve, 5 db felületi érzékelő és 2 db léghőmérséklet érzékelő a mérőkamrában került elhelyezésre.



M1.6 ábra Keithley 2700 multiméter



M1.7 ábra 7708 Card Model

Mérőpontok kiválasztása, mérőműszerek elhelyezése

Minden érzékelő elhelyezésénél törekedtem a külső zavaró jelek kiküszöbölésére, a felületi érzékelők pontos érintkezésére, az érzékelők megfelelő rögzítésére.

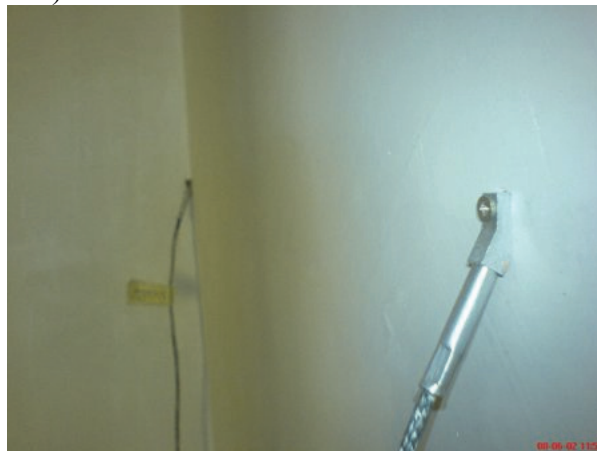
Regiszterrel mért adatok:

Külső felületi hőmérsékletérzékelő

Az érzékelő 1,5 méter magasságban arra a falra került elhelyezésre melyen az ablak van beépítve, a hőhíd hatásokat minél jobban kiküszöbölendő az ablak és a falsarok távolságának felénél.

Falsarok hőmérsékletérzékelő:

A külső fal hőmérséklet érzékelőjétől balra lévő falsarokban került elhelyezésre ugyanabban a magasságban. (M1.8 ábra)



M1.8 ábra Külső- és falsarok hőmérsékletérzékelők elhelyezése

Ablak felületi hőmérsékletérzékelő:

Az ablak mértani közepére került elhelyezésre, biztonságosan rögzítve, szilikon hézag kitöltéssel a jobb mérési pontosság elérése érdekében.

Padló felületi hőmérsékletérzékelő:

A padló felületen a padló közepétől kissé eltolva helyeztem el, biztosítva a megfelelő mechanikai védelemmel.

Mennyezet hőmérsékletérzékelő:

A mennyezet mértani közepén került elhelyezésre, megfelelően rögzítve.

Friss levegő hőmérsékletérzékelő:

A befűvő keresztmetszet síkjában került elhelyezésre, a mértani középén, megfelelően rögzítve.

Belső levegő hőmérsékletérzékelő:

Megfelelő állványra került elhelyezésre a mérőkamra közepén, fejmagasságban.