



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Gépészmérnöki Kar
Épületgépészeti és Gépészeti Eljárástechnika Tanszék

Pattantyús-Ábrahám Géza
Épületgépészet és eljárástechnika részprogram

Víz-víz hőszivattyús fűtési rendszerek energetikai optimalizálása

Tézisfüzet

Írta:
Nyers Árpád
okleveles gépészmérnök

Témavezető:
Dr. Garbai László
professzor emeritus

Budapest
2016

1. A kutatási téma aktualitása

Értekezésemben a hőszivattyús fűtési rendszerek alkalmazásának műszaki –technikai problémáival, ezen belül elsősorban a termodinamikai körfolyamat leírásával és számításával foglalkozom. Vizsgálataim alapján megbizonyosodtam arról, hogy a tudományos minőségű tervezés és üzemeltetés sok kívánnivalót hagy maga után. Számos megoldatlan probléma létezik ezen a két területen. Értekezésemben elsősorban az üzemeltetés optimalizációjára, ezen belül az úgynevezett teljesítménytényező maximalizálását célzó matematikai modell kifejlesztésére töreksem.

Megfelelő teljesítménytényező (COP) megvalósulása esetén a hőszivattyús fűtési-hűtési rendszerek jelentős mennyiségű primer energiahordozót válthatnak ki. A 2030-ig előirányzott Magyar Nemzeti Energiastratégia fontos eleme a földgázimport szűkítése, a földgáz felhasználás kiváltása megújuló energiaforrásokkal.

A megújuló energiaforrások közé sorolják a környezeti alacsony hőmérsékletű hőforrások (földhő, talajhő, talajvíz, folyóvíz stb.) kinyerésére létesített villamos hajtású vagy gázmotoros kompresszoros hőszivattyúkat. A villamos hajtású kompresszoros hőszivattyúk lényegesen elterjedtebbek, mint a gázmotoros hajtású kompresszoros hőszivattyúk. A villamos hajtású hőszivattyúk telepítése olcsóbb, üzemeltetésük és karbantartásuk egyszerűbb.

2. Téma ismertetése:

Értekezésemben azokkal a hőszivattyúkkal foglalkozom, amelyeknek a hőforrása vizes rendszerű: kútvíz, talajvíz, folyóvíz, amelyekből közvetítő közeggel vagy közvetlenül nyerjük a hőt, amelyet a hőszivattyú elpárologtatójához szivattyúval juttatunk el. A fogyasztó

által felhasznált hőt a kondenzátorban vesszük el, és szivattyúval keringetjük a fűtővizet.

A vizes hőszivattyús rendszerek három áramlási körből tevődnek össze:

- Hideg vízkör: alacsony hőmérsékletű hőforrás,
- A körfolyamat köre: elpárologtató, kompresszor, hűtőközeg, kondenzátor és fojtószelep.
- Meleg vízkör: a fűtővíz keringetése.

Energetikai szempontból a hőszivattyús fűtő rendszer viselkedését a teljesítménytényezőn keresztül lehet követni széles tartományban. A hideg és meleg vízkörbe befektetett szivattyúzási energia mennyisége is nagymértékben befolyásolja a teljes energetikai teljesítménytényező értékét. Vizsgálni szükséges tehát a kompresszor energiaszükséglete mellett a másik két áramlási kör szivattyúzási energiaszükségletét is. Egy-egy fogyasztói igény kielégítésekor a lehetséges üzemállapotok közül a maximális energetikai teljesítménytényezőt biztosító megoldást (munkapontot) kell választani. A rendszer energetikai hatásfoka, lényegében a fűtőkör, valamint a hideg és a meleg vízkör tömegáramától függ. Adott hőigények esetén, adott fűtő teljesítményű hőszivattyú mellett a hőszivattyús rendszer teljesítménytényezőjét is lényegében kompresszor teljesítménye és a hideg és meleg vízkörben beállított üzemállapotok határozzák meg.

Értekezésem célja a hőszivattyús fűtőrendszer hidraulikai és hőtechnikai viszonyait leíró szimulációs modell kidolgozása az energetikai optimalizáció megvalósítása céljából. Az energetikai optimalizáció a teljesítménytényező maximalizálását jelenti.

Vizsgálataimat elsősorban a családi ház és társasház kategóriában alkalmazott hőszivattyú típusok és teljesítmény nagyságrendek figyelembevételével végeztem. Megjegyzem, hogy a termodinamikai körfolyamat leírására kialakított fizikai és matematikai modell kevés változtatással elvileg az ipari alkalmazás kategóriájára is alkalmazható. A kondenzátor gőzhűtéses szakaszában lezajló hőátadási folyamatok leírására a szakirodalom nem ad kellő eligazítást. A hőátadási tényező meghatározására felépítettem egy hőszivattyút, amely lemezes hőcserélőt tartalmaz és a rendszert mérő berendezésekkel láttam el. A mérések adatait a hűtőközegben végbemenő hőátadási folyamatok leírására is felhasználtam.

3. Tézisek:

1.tézis - Közelítő módszer a teljesítménytényező optimalizálására előírt fogyasztói hőigény mellett

Új rendszer tervezésekor, a méretezési hőigény alapulvételével a hőcserélő felületek meghatározása és olyan elpárolgási és kondenzációs hőmérséklet megválasztása, olyan körfolyamat megtervezése, amellyel a rendszer teljesítménytényezője maximális.

A vizsgálatok során ismertnek feltételezzük az alábbiakat:

- Adott rendszerre ismerjük a hőcserélő felületek, a hőátadási és hőátbocsájtási tényezőket, illetve azok számítási módját.
- Adott az alacsony hőmérsékletű hőforrás hőmérséklete (kútvíz, forrásvíz, talajszondás hőforrás hőmérséklete stb.).
- Ismert a fogyasztói hőigény.
- Kompresszor teljesítménye.
- Előírt a fűtött tér belső hőmérséklete.

Feltevések, közelítések:

- A gőzhűtési szakaszban átadott hő a kondenzációs szakaszban átadott hő tíz százaléka

$$\dot{Q}_{fűtés} \cong \dot{Q}_{46} = \dot{Q}_{56} + \dot{Q}_{45} = \dot{Q}_{56} + 0.1 \cdot \dot{Q}_{56} = 1.1 \cdot \dot{Q}_{56}.$$

A továbbiakban bemutatott módszer méretezésre is alkalmas, amennyiben a hőcserélő felületek nagyságát és a keringetési paramétereket változtatjuk.

A közelítő módszer alapelve az, hogy felhasználjuk azt aényt, miszerint a kondenzátorban a hűtőközeg a hasznos hőigény kb. 90%-át a kondenzációs szakaszban adja le.

1. tézis

A melegvizes alrendszer munkapontjának meghatározása közelítő módszer alkalmazásával rögzített fűtési hőigény mellett.

A melegvizes alrendszer munkapontjának meghatározása közelítő módszer alkalmazásával rögzített fűtési hőigény mellett.

Mivel a fűtési hőigény $\dot{Q}_{fűtés}$, kompresszor teljesítmény P_{34} és a fűtött tér hőmérséklete t_{bt} ismert, ezzel a kondenzációs hőmérséklet t_{mk6} determinálttá válik a (8.11) képlet szerint:

$$t_{mk6} = \frac{1 - N \cdot a_1 - \sqrt{(N \cdot a_1 - 1)^2 - 4 \cdot N \cdot a_2 \cdot (N \cdot a_0 + t_{mk3})}}{2 \cdot N \cdot a_2}. \quad (1)$$

Ahol:

$$N = 1.1 \cdot \frac{P_{34} - 0.1 \cdot \dot{Q}_{f\acute{u}t\acute{e}s}}{c_{Pmk} \cdot \dot{Q}_{f\acute{u}t\acute{e}s}}. \quad (2)$$

A kondenzátorba belépő hűtőközeg hőmérséklete:

$$t_{mk4} = \frac{P_{34}}{c_{Pmk} \cdot \frac{\dot{Q}_{f\acute{u}t\acute{e}s}}{1.1 \cdot \Delta h_{mk56}}} + t_{mk3}. \quad (3)$$

A melegvízkör belépő, köztes és kilépő hőmérséklete:

$$t_{mv4} = \frac{\dot{Q}_{f\acute{u}t\acute{e}s}}{(k \cdot A)_{f\acute{u}t\acute{e}s}} - \frac{\dot{Q}_{f\acute{u}t\acute{e}s}}{2 \cdot c_{Pmv} \cdot \dot{m}_{mv}} + t_{bt}, \quad (4)$$

$$t_{mv5} = \frac{\dot{Q}_{f\acute{u}t\acute{e}s}}{(k \cdot A)_{f\acute{u}t\acute{e}s}} - \frac{0.9 \cdot \dot{Q}_{f\acute{u}t\acute{e}s}}{2.2 \cdot c_{Pmv} \cdot \dot{m}_{mv}} + t_{bt}, \quad (5)$$

$$t_{mv6} = \frac{\dot{Q}_{f\acute{u}t\acute{e}s}}{(k \cdot A)_{f\acute{u}t\acute{e}s}} + \frac{\dot{Q}_{f\acute{u}t\acute{e}s}}{2 \cdot c_{Pmv} \cdot \dot{m}_{mv}} + t_{bt}. \quad (6)$$

A kondenzátor kondenzációs felülete:

$$A_{56} = \frac{1}{1.1 \cdot k_{56} \cdot \left(\frac{t_{mk6} - t_{bt}}{\dot{Q}_{f\acute{u}t\acute{e}s}} - \frac{0.1}{2.2 \cdot \dot{m}_{mv} \cdot c_{Pmv}} - \frac{1}{(k \cdot A)_{f\acute{u}t\acute{e}s}} \right)}. \quad (7)$$

Az integrált, hidegvizes és melegvizes rendszer teljesítménytényezője közelítő módszerrel.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{f\acute{u}t\acute{e}s}}{\dot{m}_{mk} \cdot (h_{mk4}(t_{mk6}) - h_{mk3}(t_{mk1}))}. \quad (8)$$

A keringetett hidegvíz tömegárama.

$$\dot{m}_{hv} = \frac{1}{\frac{(t_{hv1} - t_{mk1})}{\dot{m}_{mk} \cdot (h_{mk3}(t_{mk1}) - h_{mk1}(t_{mk1}))} - \frac{1}{(k \cdot A)_{13}}} \cdot \frac{1}{2 \cdot c_{Ph}} \quad (9)$$

Kapcsolódó publikációk: (1)

2.tézis - A gőz hőátadási tényezőjének mérések alapján történő meghatározása

A gőzhűtéses szakaszban a hőátadási tényező számítására az irodalomban talált képletek bizonytalanságot hordoznak, nem pontosak, érvényességük és hibahatáruk, megbízhatóságuk nincs közölve. A tudományos szakfolyóiratokban kevés cikk foglalkozik a bordás lemezes hőcserélőkben áramló hűtőközegek gőzének hőátadási tényezőjével. Szükségesnek tartottam, hogy ezt a hiányt egy mérési sorozat eredményeinek felhasználásával kitöltsem. Ez annál is inkább indokoltnak tűnt, mivel a kidolgozott szimulációs modellemben a gőzhűtéses szakaszban a hőátadási tényező bemenő adat.

A 134a gőz hőátadási tényezőjének mérések alapján történő meghatározására számítási algoritmust állítottam fel. A hűtőközeg entalpiáját a kompresszorból kilépve és a kondenzáció kezdetén a mért hőmérsékletek és az R-134a hűtőközeg állapotegyenlete segítségével számoltam ki.

2. tézis

A kondenzátorban végbemenő gőzhűtés hőátadási tényezője számítására az alábbi összefüggést javaslom:

$$\alpha_{mk45} = \frac{\lambda_{mk45}}{d_{ekv}} \cdot C \cdot Re_{mk45}^n \cdot Pr_{mk45}^m. \quad (10)$$

Az állandók értékei a meghatározott érvényességi tartományban:

$$C = 0.004, n = 1,046, m = 1/3.$$

A Nusselt-számra vonatkozó korrelációs együttható:

$$r = 0.8632$$

A képlet érvényességi tartománya:

Áramlás szempontjából az érvényességi tartományt a Reynolds-szám értéke határolja be.

$$5000 < Re < 7000.$$

Hőtechnikai szempontból az érvényességi tartományt a Prandtl-szám értéke határolja be:

$$0,95 < Pr < 1,1.$$

Kapcsolódó publikációk: (1)

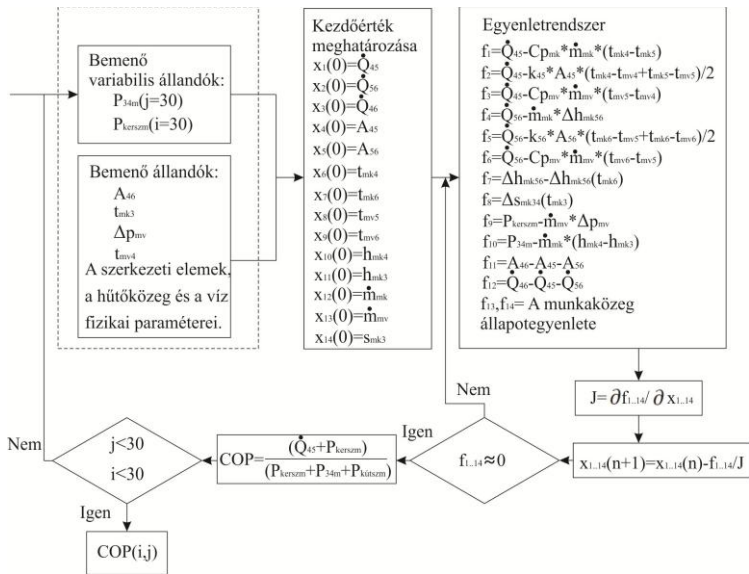
3.tézis A numerikus eljárás bemutatása a melegvízes alrendszer munkapontjának számítására

A kondenzátorra felírt mérlegegyenletek és segédegyenletek együttes megoldása az előzőek szerint azt célozza, hogy előírt bemenő jellemzők esetén meghatározhassuk a kimenő jellemzők értékeit. A kondenzátorban két eltérő minőségű hőátvitel zajlik le. A hűtőközeg konvekciós hőleadása és kondenzációs hőleadása élesen elkülönül egymástól, és nagyságrendileg különböző a két szakasz hőátadási tényezője. Ezért nagyon fontos annak ismerete, hogy hol van a fázishatár, és hol kezdődik a kondenzációs szakasz.

Az eljárás alkalmazása során hidegvíz kör munkapontját adottnak tekintjük. Hasonlóképpen adottnak tekintjük a hőcserélő felületeket is. A numerikus eljárás a teljesítménytényező változását széles tartományban numerikusan mutatja be, és grafikusán ábrázolja a különböző külső-független rendszerparaméterek függvényében.

3.tézis

A numerikus eljárás a meleg vízkör rendszerparamétereinek meghatározására, a hideg vízkör paramétereinek rögzítésével. A numerikus eljárás alapját a mérlegegyenletek linearizálása és a Gauss-Newton metódus alkalmazása képezi. Az eljárás alkalmazásának fontos eredménye a fázishatár meghatározása. Az eljárás invariábilis a bemenő adatok különböző kombinációjára. Egy bemenő adat kombinációra az alábbi blokk-séma ad példát.



1.ábra. A numerikus eljárás egyszerűsített sémája

Ahol az indexek:

A-felület, **c_p** -fajhő, **COP**- teljesítménytényező, **h**-fajlagos entalpia, **k**-hőátbocsátási tényező, **\dot{m}** -tömegáram, **p**-nyomás, **P**-teljesítmény, **\dot{Q}** -hőteljesítmény, **s**-fajlagos entrópia, **t**-hőmérséklet.

Alsó indexek

1, 2, 3, 4, 5, 6-a hőszivattyús körfolyamat egyes jellegzetes pontjai, **m**-elektromos áramfelvétel, **mk**-hűtőközeg, **mv**-melegvíz, **korszom**-melegvízes keringetőszivattyú, **kútsz**-hidegvízkes keringetőszivattyú,

Kapcsolódó publikációk: (2),(4),(5),(6),(10)

**4.tézis - A numerikus eljárás bemutatása a melegvizes
alrendszer munkapontjának számítására és a teljesítménytényező
maximálása**

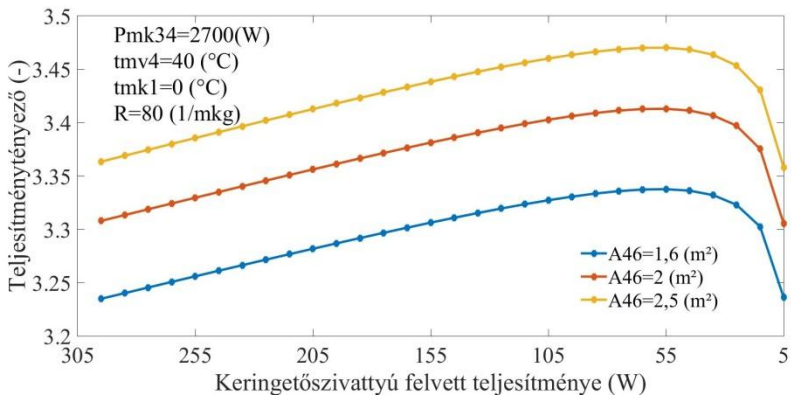
A fűtési rendszer melegvizes alrendszerét és kompresszorát leíró képletek felhasználásával, a hidegvizes alrendszer paramétereit rögzítve, numerikus számítások végzése a munkapont meghatározására és a maximális teljesítménytényező kiválasztására. A rögzített külső változók a kompresszorba belépő hűtőközeg hőmérséklete, a kondenzátorba belépő melegvíz hőmérséklete, a kompresszor teljesítménye, a melegvizes keringetőszivattyú teljesítménye és a padlófűtés, radiátor hidraulikai ellenállása. Három külső változót variálva kaptuk az alábbi ábrákat és táblázatokat.

A numerikus adathalmazt mátrixokba rendeztem. A mátrixok tartalmazzák az összes lehetséges munkapont teljesítménytényezőjét és a munkapontokhoz tartozó állapotváltozókat. Az összes munkapont teljesítménytényezője közül kiválasztható a maximális teljesítménytényező és a hozzá tartozó állapotváltozók.

Az. 2. ábrán bemutatom a teljesítménytényező értékeit a keringetőszivattyú leadott teljesítményei és a kompresszor leadott teljesítménye függvényében. Több kondenzátor felületre is számításokat végeztem és az így kapott mátrixokból kiválasztottam az egy kompresszor teljesítményre vonatkozó eredményesort. Az ábrán a rögzített kompresszor teljesítmény értékekhez és kondenzátor felülethez köthető görbék láthatók, kivehető maximummal. A maximális teljesítménytényezőkhöz optimális keringetőszivattyú teljesítmények köthetők.

4.tézis

Adott hidegvizes bemenő paraméterek mellett, adott kompresszorteljesítmény esetén létezik olyan keringetőszivattyú teljesítmény, amelynél a teljesítménytényező maximumot ér el. Állításmat az alábbi példa diagrammal bizonyítom.



2. ábra. Teljesítménytényező értékei a keringetőszivattyú leadott teljesítménye függvényében különböző kondenzátor felületekre. Belépő melegvíz hőmérséklete 30°C

Kapcsolódó publikációk: (3),(8),(9),(11)

5.tézis-A teljesítménytényező analitikus-numerikus optimalizációja

Ennek az eljárásnak a keretében analitikus modellt alkottam a hőszivattyús rendszer teljesítménytényezőjének maximalizálására a meleggáz alrendszerben, a fűtőrendszerben keringetett fűtővíz mennyiségének, illetve a keringetőszivattyú teljesítményének függvényében. Az analitikus-numerikus optimalizációs eljárás lényegesen összetettebb a numerikus eljárásnál. Első lépésként definiálni kell a célfüggvényt, adott esetben ez a vizsgált rendszer teljesítménytényezője. A kitűzött cél a teljesítménytényező maximális értéke. A maximális érték keresésekor matematikailag a célfüggvény első differenciálhányadosát állítjuk elő a független változó szerint, amit nullával teszünk egyenlővé.

A bemutatásra kerülő analitikus szélsőérték keresés kifejezetten egy lépésben az optimális meleggáz keringetés mértékét határozza meg. Megjegyezzük, hogy a szélsőérték keresés alapját képező parciális differenciálhányados egyenletének megoldása végső soron szintén numerikusan történik.

5.tézis

A teljesítménytényező maximumának analitikus meghatározása a keringetőszivattyú teljesítményigénye szerint.

A rendszer totális teljesítménytényezője:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{46} + P_{kersz}}{P_{34} + P_{kútsz} + P_{kersz}}. \quad (11)$$

A rendszer totális teljesítménytényezője szélső értéke a keringetőszivattyú teljesítményigénye szerint.

$$\frac{\partial \text{COP}}{\partial P_{kersz}} = \frac{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{46}}{\partial P_{kersz}} + 1\right) \cdot (P_{34} + P_{kútsz} + P_{kersz}) - \dot{Q}_{46} - P_{kersz}}{(P_{34} + P_{kútsz} + P_{kersz})^2} = 0. \quad (12)$$

Ez tovább:

$$\left(\frac{\partial \dot{Q}_{46}}{\partial P_{kersz}} + 1\right) \cdot (P_{34} + P_{kútsz} + P_{kersz}) - \dot{Q}_{46} - P_{kersz} = 0. \quad (13)$$

A kondenzátor módosított matematikai modellje két kapcsolt, nemlineáris, koncentrált paraméterű, implicit, algebrai egyenletből áll, amelyek \dot{Q}_{45} és \dot{Q}_{56} kifejezései.

A módosított matematikai modellben szereplő első egyenlet

$$\dot{Q}_{45} = \left(A - \frac{\dot{Q}_{56}}{k_{56} \cdot \Delta t_{ar56}}\right) \cdot k_{45} \cdot \Delta t_{ar45}. \quad (14)$$

A fenti egyenlet differenciálhányadosa a melegvz tömegáram szerint.

$$\begin{aligned} & \left[-\frac{\partial \dot{Q}_{56}}{\partial \dot{m}_{mv}} \cdot k_{56} \cdot \Delta t_{ar56} + \dot{Q}_{56} \cdot \left(\frac{\partial k_{56}}{\partial \dot{m}_{mv}} \cdot \Delta t_{ar56} + k_{56} \cdot \frac{\partial \Delta t_{ar56}}{\partial \dot{m}_{mv}} \right) \right] \\ & \quad \cdot \frac{1}{(k_{56} \cdot \Delta t_{ar56})^2} + \\ & + \left[-\frac{\partial \dot{Q}_{45}}{\partial \dot{m}_{mv}} \cdot k_{45} \cdot \Delta t_{ar45} + \dot{Q}_{45} \cdot \left(\frac{\partial k_{45}}{\partial \dot{m}_{mv}} \cdot \Delta t_{ar45} + k_{45} \cdot \frac{\partial \Delta t_{ar45}}{\partial \dot{m}_{mv}} \right) \right] \\ & \quad \cdot \frac{1}{(k_{45} \cdot \Delta t_{ar45})^2} = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

A modellben szereplő második függvény

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{56} = \dot{m}_{mk} \cdot & \left[a_0 + a_1 \cdot \left(-\frac{\dot{Q}_{45}}{c_{Pmk} \cdot \dot{m}_{mk}} + t_{mk4} \right) + a_2 \right. \\ & \left. \cdot \left(-\frac{\dot{Q}_{45}}{c_{Pmk} \cdot \dot{m}_{mk}} + t_{mk4} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \dot{Q}_{56}}{\partial \dot{m}_{mv}} &= \frac{\partial \dot{m}_{mk}}{\partial \dot{m}_{mv}} \\
&\cdot \left[a_o + a_1 \cdot \left(\frac{-\dot{Q}_{45}}{c_{Pmk} \cdot \dot{m}_{mk}} + t_{mk4} \right) + a_2 \right. \\
&\quad \left. \cdot \left(\frac{-\dot{Q}_{45}}{c_{Pmk} \cdot \dot{m}_{mk}} + t_{mk4} \right)^2 \right] + \\
&+ \left[\left(\frac{-\partial \dot{Q}_{45}}{\partial \dot{m}_{mv}} \cdot \dot{m}_{mk} + \dot{Q}_{45} \cdot \frac{\partial \dot{m}_{mk}}{\partial \dot{m}_{mv}} \right) \cdot \frac{1}{c_{Pmk} \cdot \dot{m}_{mk}} + \dot{m}_{mk} \cdot \frac{\partial t_{mk4}}{\partial \dot{m}_{mv}} \right] \cdot \\
&\quad \cdot \left[a_1 + a_2 \cdot 2 \cdot \left(\frac{-\dot{Q}_{45}}{c_{Pmk} \cdot \dot{m}_{mk}} + t_{mk4} \right) \right]. \tag{17}
\end{aligned}$$

A fentifüggvényekben a belső változók differenciálhányadosai a láncszabály alkalmazásával a következők szerint írhatók:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Delta t_{ar45}}{\partial \dot{m}_{mv}} &= -\frac{\partial \dot{Q}_{45}}{\partial \dot{m}_{mv}} \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot c_{Pmk} \cdot \dot{m}_{mk}} + \frac{1}{2 \cdot c_{Pmv} \cdot \dot{m}_{mv}} \right) \\
&+ \dot{Q}_{45} \cdot \left(\frac{\frac{\partial \dot{m}_{mk}}{\partial \dot{m}_{mv}}}{2 \cdot c_{Pmk} \cdot \dot{m}_{mk}^2} + \frac{1}{2 \cdot c_{Pmv} \cdot \dot{m}_{mv}^2} \right) + \tag{18}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Delta t_{ar56}}{\partial \dot{m}_{mv}} &= \frac{\left(-\frac{\partial \dot{Q}_{56}}{\partial \dot{m}_{mv}} - 2 \cdot \frac{\partial \dot{Q}_{45}}{\partial \dot{m}_{mv}} \right) \cdot \dot{m}_{mv} + \dot{Q}_{56} + 2 \cdot \dot{Q}_{45}}{2 \cdot c_{Pmv} \cdot \dot{m}_{mv}^2} \\
&\quad - \frac{\frac{\partial \dot{Q}_{45}}{\partial \dot{m}_{mv}} \cdot \dot{m}_{mk} - \dot{Q}_{45} \cdot \frac{\partial \dot{m}_{mk}}{\partial \dot{m}_{mv}}}{c_{Pmk} \cdot \dot{m}_{mk}^2} + \frac{\partial t_{mk4}}{\partial \dot{m}_{mv}}. \tag{19}
\end{aligned}$$

$$\frac{\partial \alpha_{mv}}{\partial \dot{m}_{mv}} = 0.2121 \cdot \frac{\lambda_{mv}}{d_{ekv}} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{\eta_{mv} \cdot A_{ek,v}} \right)^{0.78} \cdot 0.78 \cdot \dot{m}_{mv}^{-0.22} \cdot Pr_{mv}^{\frac{1}{3}} \quad (20)$$

$$\frac{\partial \alpha_{mk56}}{\partial \dot{m}_{mv}} = 4.118 \cdot \frac{\lambda_{mk6}}{d_{ekv}} \cdot \left(\frac{d_{ekv} \cdot \left(1 - x + x \cdot \left(\frac{\rho_{mk6}}{\rho_{mk5}} \right) \right)}{A_{ek,v} \cdot \eta_{mk6}} \right)^{0.4} \cdot 0.4 \cdot \dot{m}_{mv}^{-0.6} \cdot Pr_{mv6}^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\partial \dot{m}_{mk}}{\partial \dot{m}_{mv}} \quad (21)$$

$$\frac{\partial \alpha_{mk45}}{\partial \dot{m}_{mk}} = 0.004184 \cdot \frac{\lambda_{mk45}}{d_{ekv}} \cdot \left(\frac{d_{eqv}}{A_{ek,v} \cdot \eta_{mk45}} \right)^{1.046} \cdot \dot{m}_{mk}^{-0.6} \cdot Pr_{mk45}^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\partial \dot{m}_{mk}}{\partial \dot{m}_{mv}} \quad (22)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_f}{\partial \dot{m}_v} = 0.04116 - 0.0008216 \cdot t_{vi} - 0.01521 \cdot 2 \cdot \dot{m}_v + 4.986 \cdot 10^{-6} \cdot t_{vi}^2 + 0.0001369 \cdot t_{vi} \cdot 2 \cdot \dot{m}_v + 0.002625 \cdot 2 \cdot \dot{m}_v^2 \quad (23)$$

Az így kapott egyenletek megoldását a Gauss-Newton iteráció alkalmazásával numerikusan kell elvégezni. A konvergenciát biztosító értékeket előzetes számítások alapján kell meghatározni.

Kapcsolódó publikációk: (7)

5. Alkalmazási javaslatok

Az elmúlt években szakmai munkám során számos rosszul méretezett és kivitelezett hőszivattyús fűtő rendszerrel találkoztam. A melegvizes keringetőszivattyú kiválasztása mindig kihívást jelentett a mérnökök számára. A keringetőszivattyúkat egyes esetekben túlméretezték vagy alulméretezték. A túlméretezett hőszivattyús fűtőrendszerek felesleges energiát használtak a melegvíz keringetésére, míg az alulméretezettek esetében a keringetőszivattyú nem tudta kielégíteni az igényelt melegvíz tömegáramának minimumát. Munkám segíti a gyakorló tervezők munkáját és a tervezést egyszerűbbé és pontosabbá teszi.

6. Közlemények:

- [1] Garbai L., Nyers Á.: Hőszivattyúk kondenzátorában végbemenő gőzhűtés hőközlési tényezője
- [2] Nyers Á., Garbai L.: Effect of the Condenser Surface on the Condenser Efficiency, 6rd International Symposium "EXPRES 2014." Szabadka, Szerbia. 2014.
- [3] Nyers Á., Garbai L.: The Coefficient of Performance of Heat Pump Condenser Depending on Hot Water Circuit Properties, Magyar Épületgépészet, 2014/1-2 (2014).
- [4] Nyers, J., Ficko, M., Nyers Á. -Analysis of the Energy-Optimum of Heating System with Heat Pump using Genetic Algorithm. 4. International Symposium "EXPRES 2012." Page.17-20. Subotica, Serbia. 09-10 03. 2012. Proceedings ISBN 978-86-85409-70-7
- [5] Nyers J., Garbai L., Nyers Á.: Analysis of Heat Pump's Condenser Performance by means of Mathematical Model,

- International J. Acta Polytechnica Hungarica 11, no. 3 (2014).
IF: 0.471
- [6] Nyers J., Garbai L., Nyers Á.: Hőszivattyú kondenzátorának koncentrált paraméterű stacioner matematikai modellje, Magyar Épületgépészet 7-8 (2013): 1-4.
- [7] Nyers J., Garbai L., Nyers Á.: Modified mathematical model of heat pump's condenser for analytical optimization, Energy, 80 (2015). IF:4.844.
- [8] Nyers, J., Nyers, Á. - COP of Heating-Cooling System with Heat Pump. 3. International Symposium "EXPRES 2011.", Page 17-21, Subotica, Serbia. 2011 dec. ISBN 978-1-4577-0095-8,
- [9] Nyers, J., Nyers, Á. - COP of Individual Heat Pump and Heating System using Heat Pump. 5rd International Symposium "EXPRES 2013." Page 26-30, Subotica, Serbia. 21-23. 03. 2013. Proceedings ISBN 978-86-85409-82-0,
- [10] Nyers J., Nyers Á.: Hydraulic analysis of heat pump's heating circuit using mathematical model, Tihany: ICC 2013 IEEE 9th International Conference on Computational Cybernetics, 2013.
- [11] Nyers J., Nyers Á.: Investigation of Heat Pump Condenser Performance in Heating Process of Buildings using a Steady-State Mathematical Model, Energy and Buildings 75 (2014). IF:2.465.