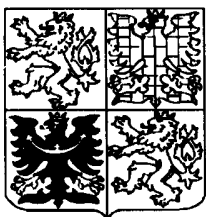


ČESKÁ
REPUBLIKA

(19)



ÚŘAD
PRŮMYSLOVÉHO
VLASTNICTVÍ

ZVEŘEJNĚNÁ PŘIHLÁŠKA VYNÁLEZU

(12)

(22) 05.07.94
(32) 07.07.93
(31) 93/933123
(33) FI
(40) 15.05.96

(21) 3504-95

(13) A3

6(51)

F 24 F 11/00

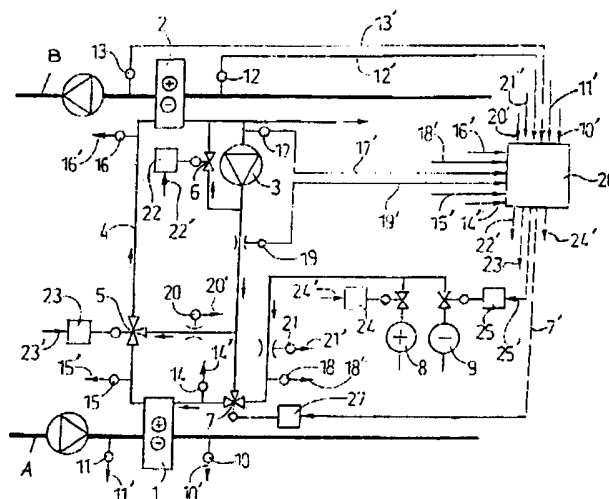
F 24 F 12/00

(71) ABB INSTALLAATIOT OY, Helsinki, FI;

(72) Santavuori Esko Tapio, Turku, FI;
Rolin Ingmar Erik, Espoo, FI;
Leskinen Seppo Juhani, Västerskog, FI;

(54) Způsob a sestava systému pro řízení přenosu
tepla u ventilačního nebo klimatizačního
přístroje

(57) Způsob a sestava systému pro řízení přenosu tepla u ventilačního přístroje, nebo u klimatizačního přístroje, pozůstávají v tom, že teplo, obsažené v odsávaném vzduchu (B), je odebíráno a předáváno vzduchu, dodávanému (B) za pomoci obvodu (4) pro přenos tepla, který je založen na principu cirkulace kapaliny. Přídavná vyhřívací a přídavná chladicí energie (8, 9) je dodávána do obvodu (4) pro přenos tepla v případě, že přenos tepla není pro udržení požadované teploty dodávaného vzduchu dostatečný. K optimalizaci odběru (zisku) tepla je přídavná vyhřívací nebo chladicí energie minimalizována za pomoci měření teplot a průtoku kapaliny, která přenáší teplo a přídavnou energii. Zařízení obsahuje tepelné výměníky (1, 2), dodávací obvod pro přídavnou vyhřívací nebo chladicí energii (8, 9) s řídicími prostředky (24, 25). Dále obsahuje připojené prostředky (14-18, 19-21) pro měření teplot a průtoků teplotné kapaliny.



Způsob a sestava systému pro řízení přenosu tepla u ventilačního ~~přístroje~~ nebo ~~X~~ klimatizačního přístroje

Oblast techniky

Uvedený vynález se vztahuje na způsob řízení přenosu tepla u ventilačního přístroje, nebo u přístroje pro klimatizaci. Podle této metody:

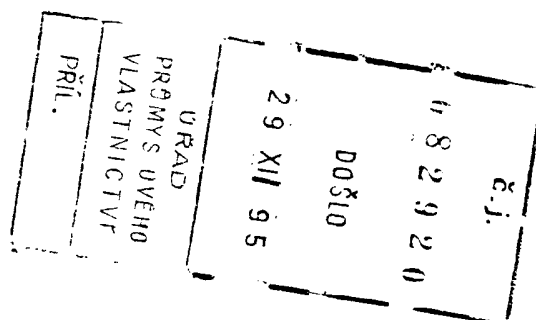
- teplo obsažené v odsávaném vzduchu je odebíráno a přiváděno zpět do oběhu pomocí obvodu pro přenos tepla, založeného na cirkulaci kapaliny,

- energie pro přídatné vyhřívání nebo pro přídatné chlazení je dodávána do obvodu pro přenos tepla v případě, že pro udržení požadované teploty dodávaného vzduchu je tepelný přenos nedostatečný, a

- dodávka energie pro přídatné vyhřívání nebo pro přídatné chlazení je řízena tak, aby bylo možné dosáhnout požadované teploty dodávaného vzduchu.

Dosavadní stav techniky

V klimatizačních systémech se stala obvyklou metoda, kdy je odebírané teplo z výstupního vzduchu odsávaného z budovy, tj. odsávaného vzduchu, předáváno vzduchu vstupujícímu do budovy z vnějšího prostředí, tj. vzduchu dodávanému. Pro tepelný přenos byly zkonstruovány tepelné výměníky, pracující na mnoha různých principech. Velmi běžným typem je deskový tepelný výměník, u kterého je teplo přenášeno přes stěnu z odsávaného vzduchu do vzduchu dodávaného. Odsávaný a dodávaný vzduch proudí vedle sebe



v kanálech, které jsou od sebe odděleny deskovou stěnou. Téměř stejně běžné je to, co známe pod názvem regenerační tepelný výměník, u kterého je teplo z odsávaného vzduchu vázáno na pevný vodič tepla, kterým je teplo přeneseno do toku dodávaného vzduchu. Uvedený pevný tepelný vodič na sebe v podstatě váže teplo. Nejběžněji je tento pevný tepelný vodič sestaven jako rotující válec. Skrze jednu z jeho polovin proudí odsávaný vzduch a skrze druhou polovinu pak proudí vzduch dodávaný.

Optimalizace provozu nezahrnuje problém s žádným typem z těchto tepelných výměníků. Jejich výkon může být řízen pouze částečným zatěžováním, tj. když tepelný tok, který může být získáván z odsávaného vzduchu, přesahuje tepelný tok potřebný pro vyhřívání dodávaného vzduchu. Výkon deskových tepelných výměníků je nejčastěji snížen vedením části toku dodávaného vzduchu, nebo vzduchu odsávaného, kolem tepelného výměníku. Také regenerační odběr tepla může být prováděn pomocí obtokového řízení a také pomocí řízení rychlosti otáčení válce. Když je tato rychlost otáčení snížena, sníží se i množství získávaného tepla. Žádný z těchto typů tepelných výměníků nemůže být ovládán, když požadavek na množství tepla pro dodávaný vzduch přesahuje množství tepla, odebraného z odsávaného vzduchu. Ovládání teploty dodávaného vzduchu je prováděno nastavením výkonu odděleného chladiče zbytkového tepla.

Na druhou stranu je u kapalinového cirkulačního systému, skládajícího se z oddělených tepelných výměníků umístěných na tocích dodávaného vzduchu a odsávaného vzduchu a z potrubního systému mezi nimi a kde cirkulační čerpadlo čerpá kapalinu vázající teplo, nutné ovládání, které optimalizuje tento proces. Také v tomto případě je řízení

konečné teploty dodávaného vzduchu prováděno nastavením výkonu odděleného chladiče zbytkového tepla.

Tento způsob ovládní je jednoduchý a navíc nezanedbatelná část tepla obsaženého v odsávaném vzduchu může být přenesena do vzduchu dodávaného, kde jsou změny teplot mezi dodávaným a odsávaným (výstupním) vzduchem shodné. Jinými slovy a v souladu s označením na obrázku 1: $T_{e1} - T_{e2} = \Delta T_e = \Delta T_s = T_{s2} - T_{s1}$. Ve spojení s tímto, teplotní účinnost, definovaná jako:

$$\eta_t = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{T_{e1} - T_{s1}},$$

je skoro ve všech praktických případech dostačující.

V praxi je řízení prováděno vedením části toku kapaliny cirkulované čerpadely v uzavřeném potrubním systému kolem tepelného výměníku pro dodávaný vzduch, anebo pomocí ventilu pro odsávaný vzduch.

Na početním příkladu bylo možné demonstrovat, že maximální hodnota teplotní účinnosti je ve skutečnosti dosažitelná pouze v jednom bodě ovládacího rozsahu, především když nastane změna skupenství, obvykle při kondenzaci vody. Tímto jednoduchým praktickým pravidlem může být proces řízen a předpokládán jeho správný směr. Proto je tento princip v konstrukci řídicí logiky obecně sledován.

Nicméně tento způsob je spojen s podstatnými nevýhodami. Ve skutečnosti tento způsob řídí průtok kapaliny, která prochází skrze tepelný výměník dodávaného vzduchu, v odezvě na teplotu toku dodávaného vzduchu či vzduchu odsávaného, bez žádné informace o výsledku tohoto

řízení. To znamená, že bez informace o tom, jaká je kapalina, která prochází tepelným výměníkem dodávaného vzduchu a také bez informace o tom, jaký vliv měla změna v průtoku na funkci tepelného výměníku. Je možné, že se charakteristiky přenosu tepla u tepelného výměníku významně zhoršují tam, kde se mění průtok kapaliny. Ve skutečnosti by bylo lepší teplotní účinnosti dosaženo při takovém průtoku tepelným výměníkem, kde nebude platit podmínka: $\Delta T_e = \Delta T_s$.

Ve skutečnosti pak podmínka $\Delta T_e = \Delta T_s$ vyžaduje:

- a) aby charakteristiky tepelného přenosu u tepelných výměníků dodávaného a odsávaného vzduchu byly shodné,
- b) aby průtok dodávaného (vstupního) a odsávaného (výstupního) vzduchu byl stejný,
- c) aby se charakteristiky přenosu tepla u tepelného výměníku dodávaného vzduchu neměnily, i když se změní průtok kapaliny procházející okolo.

V praxi je podmínku a) velmi těžké uspokojit a také neexistuje tepelný výměník, vyhovující podmínce c).

Dále by měla být vzata v úvahu i změna viskozity kapaliny přenášející teplo, která nastává v souvislosti se změnami venkovní teploty a tímto i se změnami střední teploty uvedené kapaliny přenášející teplo. Také by měly být vzaty v úvahu i další méně významné faktory.

Následkem toho všeho je, že i když získání tepla za návrhových podmínek dosáhne návrhových hodnot, průměrná teplotní účinnost dosažená po delší dobu, bude obecně klesat dolů, často i o 10% pod hodnotu vzatou při návrhových podmínkách.

Finská patentová přihláška 915511 se týká přenosu tepla

v sestavě systému pro klimatizaci, kde jsou odběr tepla, přídatné ohřívání a přídatné chlazení spojeny do samostatného obvodu pro přenos tepla. V této sestavě je přídatná energie pro ohřívání nebo chlazení dodávána do vstupního kanálu, který je přiveden k tepelnému výměníku dodávaného vzduchu pomocí řídicího ventilu.

Pokud je výše uvedené pravidlo $\Delta T_e = \Delta T_s$ aplikováno na takový systém, je odběr tepla daleko od optimální pracovní účinnosti, obzvláště když je dodávka přídatné energie nejvyšší. Pokud se množství dodávané přídatné energie řídí podle teploty požadovaného dodávaného vzduchu, jako je tomu v případě konvenčních systémů, je možné, že systém zůstane daleko od dosažení optimálního bodu v tepelném zisku. Jinými slovy je energie vyplýtvána, pokud je podmínce $\Delta T_e = \Delta T_s$ vyhověno.

Podstata vynálezu

Cílem uvedeného vynálezu je poskytnout metodu ovládání, která by se vyhnula výše zmíněným nevýhodám. Toho tak může být dosaženo vynalezenou metodou, která se vyznačuje tím, že:

- minimalizuje dodávku přídatné ohřívací, nebo chladicí energie, a to pomocí měření teplot a průtoků kapaliny, jejímž prostřednictvím se teplo přenáší a měřením přídatné energie.

Pomocí vynalezené ovládací metody může být teplota dodávaného vzduchu pozorně a pečlivě regulována, nicméně odběr tepla, v létě pak odběr chladu, může být prováděno s maximální účinností. Použití přídatné energie v systému

může být ovládáno; omezení a možnost změny může být v procesu provedena jednoduchým způsobem. Pomocí toho mohou být určeny maximální hodnoty pro použití přídatné ohřívací a chladicí energie ve výjimečných situacích. Tyto hodnoty pak mají zvláštní význam, protože energetické tarify, sazby za přípojky anebo parametry vybavení jsou určovány na bázi těchto maximálních hodnot.

Vynález je založen na jednoduchém poznání, že tepelný zisk je optimální, když množství přídatné energie dodané do zpětného průtočného okruhu má minimální hodnotu, která je pro provozní podmínky požadovaná. Ve skutečnosti namísto optimalizace procesu odběru tepla, je proveden pokus o minimalizaci dodávky přídatné energie. V praxi se to uskutečňuje takovým způsobem, že je měřen průtok kapaliny, která protéká okruhem odebírajícím teplo, jak před, tak i za oběma tepelnými výměníky a navíc je měřena i teplota této kapaliny. Když jsou zformulovány řídicí algoritmy pro poměr těchto hodnot známými metodami, dále poznáme, že konvenční regulace průtoku kapaliny pomocí obtokového ventilu nepovede k optimálním výsledkům nebo k dobré přesnosti řízení. Ovládáním úplné cirkulace kapaliny obíhající v obvodu pro přenos tepla, může být proces podstatně vylepšen. Ovládání může být provedeno známými metodami plynulé regulace otáček cirkulačního čerpadla, nebo pomocí dvourychlostního motoru nebo ovládáním toku ventilem, atd.. Tato obtoková regulace je provedena od výstupní strany čerpadla na stranu, kde čerpadlo nasává, nebo kombinací těchto a dalších známých ovládacích metod.

Formulace řídicích algoritmů je podstatně usnadněna a jejich přesnost vylepšena, pokud budou změřeny kromě již uvedených průtoků kapalin a jejich teplot i teploty vzduchu

T_{e1} , T_{e2} , T_{s1} , a T_{s2} a také tok přídavné energie dodávané do systému, tj. průtok kapaliny a její vstupní a výstupní teplota.

Je obzvláštní výhodou, když v toku vzduchu dojde ke změně skupenství, obvykle ke kondenzaci páry a v ojedinělých případech i k vypařování vody. Obvykle to přináší drastické změny v charakteristice tepelného výměníku, ve kterém změna skupenství proběhla a také v charakteristice tepelného toku skrze uvedený tepelný výměník. Tento jev můžeme ihned jasně pozorovat v tocích energie, ale snadno by nám jeho pozorování uniklo při měření teplot vzduchu. Je relativně snadné formulovat algoritmus, založený na srovnání měřených proměnných, který bude umožňovat opravu procesu na optimální stav.

Nicméně by mělo být zdůrazněno, že například teploty vzduchu jsou jedinými dodatečnými proměnnými, které nejsou nastavovány. V systému tohoto vynálezu je například teplota dodávaného vzduchu, která je nastavována normálně, pouze okrajovou podmínkou omezení pro řízení energetických toků. Teplota dodávaného vzduchu může být jistě také řízena, což se ale uskutečňuje například v odezvě na pokojovou teplotu a znamená to pouze změnu v jedné z okrajových podmínek v pohledu na řízení a optimalizaci energetických toků.

Základní koncepcí je tak minimalizovat používání energie za pomoci změřených parametrů, které mají na toto používání vliv, a dále změnit tyto parametry v souladu s řídicími algoritmy. Jinými slovy budou řízeny toky kapalin, jejich teploty a jejich vzájemné poměry. Řídicí algoritmy jsou ve skutečnosti založeny na poměrech změny entalpií.

Dodatečné algoritmy, omezení a procesy, které nejsou

zahrnuty v konvenční řídící logice, mohou být aplikací tohoto základního konceptu snadno realizovány v řídící logice popisovaného systému. Například u systému s proměnným tokem vzduchu snadno dojde k nevhodnému snižování vlhkosti vzduchu a k plýtvání s účinností chlazení, pokud je teplota dodávaného vzduchu relativně nízká a obsah vlhkosti je naopak vysoký, například $t_{sa} = 22^\circ \text{C}$, $f_1 = 80\%$. K tomu může dojít zvláště v létě. V takové situaci řídí ovládací logika klimatizační přístroj tak, aby snížil spotřebu výkonu ventilátoru. Například teplota dodávaného vzduchu je 16°C a tok vzduchu má hodnotu 60% procent nominálního toku. Veličiny, které mají být změřeny, tak zahrnují objemový tok V a počáteční a konečnou teplotu t_{sa} a t_{sc} dodávaného vzduchu.

Podívejme se na změnu skupenství vzduchu v podobě xh-diagramu na obrázku 3. V diagramu je dodávaný vzduch v bodě A, kde

teplota $t_{sa} = 22^\circ \text{C}$

měrná vlhkost $X_a = 0.013 \text{ kg H}_2\text{O/kg suchého vzduchu}$

entálie $h_a = 55 \text{ kJ/kg suchého vzduchu}$

tok vzduchu $V_a = 0.6 V_o$ ($V_o = 100\%$ toku vzduchu).

Když je dodávaný vzduch ochlazován, nejdříve se chladí vzduch suchý od bodu A do bodu B na obrázku 3. V tomto bodě je teplota 18°C a vzduch je na rosném bodě, tj. relativní vlhkost je 100%. Pokud chlazení pokračuje, vlhkost začne ve vzduchu kondenzovat, tj. začne se v něm snižovat jeho obsah vlhkosti a uvolňuje se teplo. Na obrázku 3 vzduch podstupuje změnu skupenství z bodu B do bodu C, ve kterém je

teplota $t_{sc} = 16^\circ \text{C}$

měrná vlhkost $X_c = 0.115 \text{ kg H}_2\text{O/kg suchého vzduchu}$

entalpie $h_c = 46$ kJ/kg suchého vzduchu

tok vzduchu $V_c = 0.6 V_o$.

Předpokládejme, že tepelné zatížení klimatizované místnosti je takové, že vzduch je postupně ohříván o 8°C , tj. na teplotu 24°C , z bodu C do bodu D na obrázku 3.

Požadovaný chladicí výkon může být vypočítán ze vzorce:

$$\Phi_1 = \text{dzéta} \cdot V_o \cdot (h_a - h_c) = \text{dzéta} \cdot 0,6 \cdot V_o \cdot (55 - 46) = 5,4 \cdot \text{dzéta} \cdot V_o$$

Výkon dostupný pro chlazení místnosti můžeme obdržet ze vzorce:

$$\begin{aligned}\Phi_2 &= \text{dzéta} \cdot c \cdot V_c \cdot (T_{\text{sp}} - t_{\text{sc}}) = \text{dzéta} \cdot c \cdot 0,6 \cdot V_o \cdot (24 - 16) = \\ \Phi_2 &= 4,8 \cdot \text{dzéta} \cdot c \cdot V_o\end{aligned}$$

Ve vzorci je c měrné teplo v kJ/kg. $^\circ\text{C}$ suchého vzduchu.

Při bližším prozkoumání skupenské změny $A \rightarrow B \rightarrow C$ vidíme, že ochlazování z bodu A do bodu B, tj. rozdíl teplot $\Delta t = 22 - 18 = 4^\circ\text{C}$ požaduje energii $\Delta h = 55 - 51 = 4$ kJ/kg. Na druhou stranu ochlazování z bodu B do bodu C, tj. rozdíl teplot $\Delta t = 18 - 16 = 2^\circ\text{C}$ vyžaduje energii $\Delta h = 51 - 46 = 5$ kJ/kg. To je z důvodu tepla uvolněného párou, která zkondenzovala mezi body B a C. Zcela nadbytečné odvlhčování tak spotřebuje tolik energie, jako snižování teploty.

U uvedeného řešení vynálezu jsme schopni nalézt minimum energie rovněž v takovémto případě. Když je dodávaná energie změřena, například pomocí měření toku kapaliny dodávané do přístroje a její vstupní a výstupní teploty, může být ovládací jednotka naprogramována na bázi naměřených signálů

a také může být spočítána spotřebovaná chladicí energie ze vzorce:

$$\Phi_3 = \dot{m}_n \cdot c_n \cdot (t_{n2} - t_{n1}), \text{ kde}$$

$\dot{m}_n$ – hmotnostní tok tekutiny, kg/s

c_n – měrné teplo tekutiny, kJ/kg.°C

t_{n1}, t_{n2} – vstupní a výstupní teplota tekutiny, °C

Obdržená hodnota je ve skutečnosti stejná, jako hodnota Φ_1 , kterou jsme vypočetli výše. Tato hodnota ve srovnání se spotřebou energie odpovídá suchému ochlazování, které je vypočteno řídicí jednotkou na základě naměřeného průtoku dodávaného vzduchu a jeho vstupní a výstupní teploty ze vzorce:

$$\Phi_4 = dzéta \cdot c \cdot V_c \cdot (t_{sa} - t_{sc}) = dzéta \cdot c \cdot 0,6 \cdot V_o (22 - 16) =$$

$$\Phi_4 = 3,6 \cdot dzéta \cdot c \cdot V_o$$

Když řídicí jednotka zjistí, že $\Phi_3 = \Phi_1 = 5,4 \cdot dzéta \cdot V_o$ je větší než $\Phi_4 = 3,6 \cdot dzéta \cdot V_o$, přejde na řídicí blok, kde se zvyšuje konečná teplota a současně se zvyšuje objemový tok, například takovým způsobem, že 1 °C teplotního gradientu odpovídá 10% nárůstu průtoku vzduchu. Když řízení dosáhne konečné teploty 18 °C, zjistí, že $\Phi_4 = \Phi_2$. V takové situaci není provedeno žádné odvlhčování a řízení nepokračuje. Tok vzduchu může být řízen tak, aby byl přesný, nebo jej může řídicí jednotka vypočítat z následujícího vzorce:

$$dzéta \cdot c \cdot V_c \cdot (t_{so} - t_{sc}) = V_B \cdot (t_{se} - t_{se}) \cdot dzéta \cdot c, \text{ tj.}$$

$$t_{so} - t_{sc} \quad 24-16$$

$$V_B = V_c \cdot \quad = 0,6 \cdot V_o \cdot \quad = 0,8 \cdot V_o$$

$$t_{se} - t_{se} \quad 24-18$$

V takovémto případě je spotřeba energie systému pro chlazení vyjádřena následovně:

$$\Phi_5 = \zeta \cdot 0,8 \cdot V_0 \cdot (24-18) = 4,8 \cdot \zeta \cdot V_0$$

Je vidět, že uvedené řešení vynálezu, optimalizované takovýmto způsobem, spotřebuje pro chlazení o více než 10% menší množství energie, než tomu bylo u přístrojů řízených staršími ovládacími metodami, to tedy znamená, že $\Phi_5/\Phi_1 = 4,8/5,8 = 0,89$.

U výše uvedeného, byla řídicí logika objasněna předem jako kompletní výpočetní vzorce z důvodu zřetelnosti. Ve skutečnosti je většina řídicích vztahů získána z programové paměti jako konstantní vztahy (např. $\zeta \cdot V_0$), řízené proměnné, atd.. Namísto měřených proměnných mohou být použity kompletní výpočetní matice nebo řídicí křivky (např. $V_1 = V_1(t_{s0})$), atd..

Ve skutečnosti konečná teplota vzduchu stoupá snížením hmotnostního toku tekutiny i přídavné chladicí kapaliny dodávané do recyklačního kapalinového obvodu (vzorec pro Φ_5 výše), jako následek toho pak teplota v recyklačním kapalinovém obvodu také stoupá, následkem toho pak stoupá konečná teplota dodávaného vzduchu, dále pak následkem tohoto stoupá teplota toku dodávaného vzduchu, a tak dále a dále. Jak dále uvidíme, tyto korelace jsou dosti komplexní a je nemožné je vysvětlit krátce, kromě toho, že pouze nastíníme jejich princip.

Nicméně je podstatné, že bez měření a definování energetických toků, není v uvedeném případě možná optimalizace.

Takováto logika může být také sestavena u jiného

uspořádání přístroje, než jen u řešení s cirkulací tekutiny. Nicméně přístroje pro energetická měření se nedostaví samy od sebe, musí být sestaveny a zabudovány do ohřívacích a chladicích obvodů. Výsledkem toho pak snadno může být, že úspory v energii nebudou stačit na zaplacení dodatečných nákladů.

Mnoho dalších funkcí však může být zahrnuto "zadarmo", jako software v moderních řídicích jednotkách. Omezení špičkového výkonu, zprávy o energetické spotřebě, vyhodnocení požadavků pro rozmrazování a řízení rozmrazování, atd. nevyžadují žádné podstatné a důležité vybavení.

Vynález se také vztahuje na řídicí sestavu pro zahrnutí metody vynálezu.

Stručný přehled obrázků na výkresech

V následujících odstavcích bude vynález detailněji objasněn s odkazy na připojené obrázky, u kterých

Obrázek č.1 je schematickým znázorněním dřívějších konstrukcí řídicích systémů u klimatizačních přístrojů,

Obrázek č.2 ukazuje jedno z upřednostňovaných řešení řídicího systému vynálezu, a

Obrázek č.3 je diagram ilustrující změnu skupenství vzduchu.

Detailní přehled obrázků na výkresech

Dřívější konstrukce řídicích systémů ukázaná na obrázku č.1, má oddělené tepelné výměníky 1 a 2 pro dodávaný vzduch

A a odsávaný vzduch B a potrubní systém pro přenos tepla 4, který tyto části propojuje, včetně čerpadla 3 pro oběh kapaliny přenášející teplo v uzavřeném obvodu. Potrubní systém zahrnuje ventil 5 pro vedení části toku kapaliny okolo tepelného výměníku 1 (mimo něj) nebo kolem tepelného výměníku 2 (mimo něj). Pro řízení konečné teploty dodávaného vzduchu je do toku dodávaného vzduchu připojen chladič zbytkového tepla 8.

Obrázek č.2 ukazuje řídicí diagram, který je, co se týče využití energie, téměř ideální pro klimatizační přístroj podle Finské patentové přihlášky 915511.

U řídicího systému ukázaného na obrázku č.2 bylo to samé číslování použito pro části sobě odpovídající. Vstupní kanál potrubního systému přenášejícího teplo 4, který vede do tepelného výměníku 1, je připojen pomocí ventilu 7 na zdroj tepla 8 a chladič zdroj 9. Řídicí systém zahrnuje několik měřidel pro měření teplot a objemových toků, a také řídicí jednotku 26, která přijímá naměřená data. Toto však bude vysvětleno podrobněji v dalších odstavcích. Řídicí systém se dále skládá z několika ventilů s ovladači, které jsou řízeny řídicí jednotkou.

Systém pracuje takový způsobem, že čerpadlo 3 přečerpává kapalinu přenášející teplo skrze potrubní systém 4 a skrze tepelné výměníky 1 a 2. Za podmínek částečného zatížení, může být výkon systému ovládán převedením části toku kapaliny pomocí třicestného ventilu 5 do potrubí kolem tepelného výměníku 1, nebo redukcí celkového toku kapaliny obíhající v systému vrácením části toku kapaliny na čerpadle 3 přímo z výstupní strany na stranu, kde čerpadlo nasává přes ventil 6.

Když je výkon tepelných výměníků 1 a 2 pro udržení

požadované teploty dodávaného vzduchu 10' nedostatečný, je ventil 24, vedoucí ke zdroji tepla 8, nebo ventil 25 vedoucí k chladicímu zdroji 9, otevřen podle aktuální potřeby. Množství chladicí nebo vyhřívací kapaliny, dodávané do cirkulačního potrubního systému 4, je řízeno třícestným ventilem 7. Ventily 24 a 25 mohou být přirozeně také použity přímo pro řízení.

Z kontrolních důvodů jsou teploty 14', 15', 16' a 17' měřeny pomocí termostatů 14, 15, 16 a 17 na obou stranách tepelných výměníků 1 a 2 a teplota kapaliny dodávající přídavnou energii 18' je měřena termostatem 18. Dále tok kapaliny 19' cirkulující v potrubním systému 4 je měřen na měřidle 19, tok kapaliny 20' obcházející tepelný výměník 1 je měřen na měřidle 20 a tok kapaliny 21', která dodává přídavnou energii, je měřen na měřidle 21.

Naměřené hodnoty jsou přivedeny do řídicí jednotky 26, která vypočítá energetické toky, procházející různými částmi systému a energetické toky dodané do systému a odtud také vystupující, výpočtem na bázi průtoků kapaliny a teplot a optimalizuje proces v odezvě na zjištěné skutečnosti.

Řídicí jednotka ovládá funkci ventilů 5, 6 a 7 pomocí řídicích signálů 7', 22' a 23' servomotory 22, 23 a 27 tak, že tok přídavné energie, dodávané skrze ventil 7, dosahuje své minimální hodnoty. Zpracování řídicích signálů může být založeno na předprogramovaných algoritmech, nebo logických funkcích řídicí jednotky.

Měření toků kapaliny 21' a 20' a teploty 18' můžeme postrádat, avšak podstatně usnadňuje tvoření algoritmů a eliminuje nevhodné prodlevy ve zpětné vazbě řízení. Pomocí toku kapaliny 21' a teploty 18' je také snadné definovat proces pro omezení používání energie.

Hodnoty teplot 11', 12' a 13' naměřené na termostatech 11, 12 a 13 jsou pro aktuální řízení také postradatelné, ale umožňují tvorbu různých předběžných a omezovacích funkcí a procesů, které se mohou týkat kolísání teplot 11' anebo 12', derivačního řízení efektu kondenzace 10' a 11', nebo 12' a 13', atd..

Řízení může být přirozeně implementováno i jiným způsobem, takže například teploty vzduchu 10', 11', 12' a 13' a toky vzduchu jsou vzaty jako měřené proměnné, zatímco teploty kapaliny 14', 15', 16', 17' a 18' a toky kapaliny 19', 20' a 21' jsou vzaty jako korekční proměnné a přídatné proměnné. Podstatné je, že řízení je založeno na regulaci energetických toků a jejich poměrů a na minimalizaci množství dodávané přídatné energie.

Vynález byl objasněn ve výše uvedených odstavcích ve vztahu k řešení vynálezu podle obrázku č.2. Toto řešení se vztahuje obecně k přenosu tepla ve ventilačních a klimatizačních zařízeních. V případě na obrázku č.1 by například energie dodávaná do přídatného chladiče 8 byla veličinou, která by byla minimalizována.

Vynález také může být realizován jednodušším způsobem, než který je vidět na obrázku č.2. Například vynecháním měřidel 18 a 21 pro měření teploty a průtoku kapaliny dodávající přídatnou energii, nebo snížením počtu měřících bodů pro měření teplot vzduchu 11, 12, 13, nebo průtoku kapaliny 20 a 21. To za předpokladu, že výpočet těchto proměnných byl naprogramován nebo tabelován do řídicí jednotky. Na druhou stranu mohou být přidány další známé procesy; například může být dodáno nahrazení řídicí hodnoty 10' dodávaného vzduchu na bázi venkovní teploty, nebo teploty pokojové, k provozu ventilu 5 nebo čerpadla 3 může

být přidáno rozmrazování tepelného výměníku 2, atd.. Podstatné je, že systém zahrnuje vybavení a procesy potřebné pro měření a řízení energetických toků obíhajících v systému, nebo dodávaných tamtéž. Toto všechno je přirozeně zahrnuto do pole působnosti uvedeného vynálezu.

Nákresy a popisy, vztahující se k vynálezu, mají ve vztahu k jeho pojmu smysl pouze ilustrační. V detailech se může způsob provozu a řešení vynálezu značně lišit v mezích uvedených patentových nároků.

Patentové nároky

(novelizované podle předpisu 66.3 dne 3. srpna 1995)

1) Způsob řízení přenosu u ventilačního přístroje, nebo u klimatizačního přístroje, podle kterého:

– teplo obsažené v odsávaném vzduchu (B) je odebíráno a předáváno do vzduchu dodávaného (A) pomocí obvodu pro přenos tepla (4), založeného na kapalinovém oběhu,

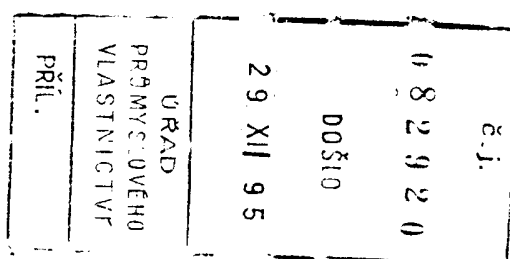
– je přídavná vyhřívací nebo přídavná chladicí energie (8, 9) dodávána do obvodu pro přenos tepla v případě, že přenos tepla je nedostatečný k udržení požadované teploty dodávaného vzduchu, a

– dodávka přídavné vyhřívací, nebo přídavné chladicí energie je řízena (7, 24', 25') tak, aby dosáhla požadované teploty dodávaného vzduchu,

vyznačující se:

– řízením dodávky přídavné vyhřívací, nebo přídavné chladicí energie (8, 9) za pomoci měření teplot (14' – 18'), stejně jako i průtoku kapaliny (19' – 21'), která přenáší teplo a i přídavné energie, což slouží pro minimalizaci dodávky přídavné energie.

2) Způsob podle Nároku č.1, **vyznačující se** měřením teploty (14' – 17') kapaliny přenášející teplo, a to na obou stranách tepelného výměníku (1) pro dodávaný vzduch (A) a také tepelného výměníku (2) pro odsávaný vzduch (B), měřením teploty (18') kapaliny dodávající přídavnou energii a měřením průtoku kapaliny (19') obíhající v obvodu pro přenos tepla, měřením průtoku (20') kapaliny obcházející okolo tepelného výměníku pro dodávaný vzduch a měřením průtoku (21') kapaliny dodávající přídavnou energii, což slouží pro výpočty a řízení požadované dodávky přídavné



energie.

3) Sestava řídicího systému pro ventilační přístroj, nebo pro klimatizační přístroj, skládající se z

- obvodu pro odběr tepla (4), založeného na principu cirkulace kapaliny a který se skládá z

- tepelných výměníků (1, 2) na tocích dodávaného a odsávaného vzduchu (A, B), a

- dodávacího obvodu pro přídatnou vyhřívací nebo chladicí energii (8, 9), který je připojitelný k obvodu pro odběr tepla, a

- prostředků (24, 25) pro řízení dodávky přídatné energie,

a **vyznačující se tím, že**

- sestava systému zahrnuje prostředky (14-18, 19 - 21) pro měření teplot a průtoků kapaliny, která přenáší teplo a přídatnou energii, a

- měřicí prostředky jsou připojeny k oběma prostředkům (24, 25) pro řízení dodávky přídatné energie, a to za účelem ovlivňovat minimalizaci dodávky přídatné energie.

4) Sestava řídicího systému podle Nároku č. 3, **vyznačující se tím, že** se skládá z prostředků (5, 6) pro řízení průtoku celkového proudu kapaliny, která obíhá v obvodu pro přenos tepla (4).

5) Sestava řídicího systému podle Nároku č. 3, nebo Nároku č.4, **vyznačující se tím, že** se skládá z prostředků (14 - 17) pro měření teploty kapaliny, která přenáší teplo, na obou stranách tepelného výměníku (1) pro dodávaný vzduch (A) a tepelného výměníku (2) pro odsávaný vzduch (B) a z prostředků (18) pro měření teploty kapaliny, která dodává přídatnou energii, z prostředků (19) pro měření průtoku kapaliny, která obíhá v obvodu pro přenos tepla,

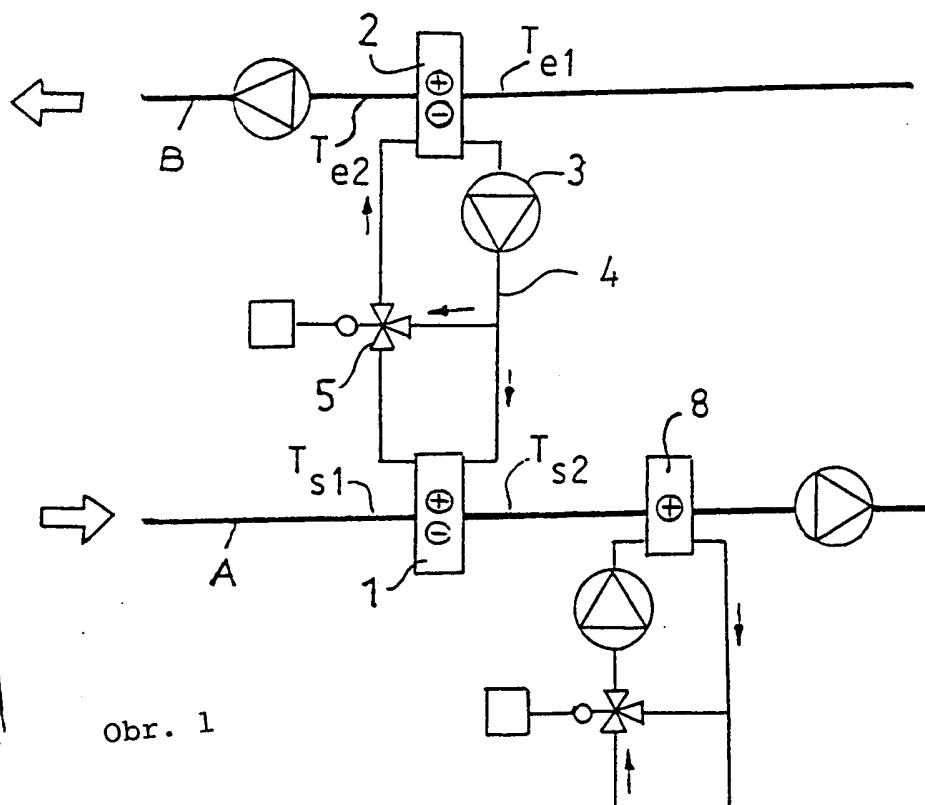
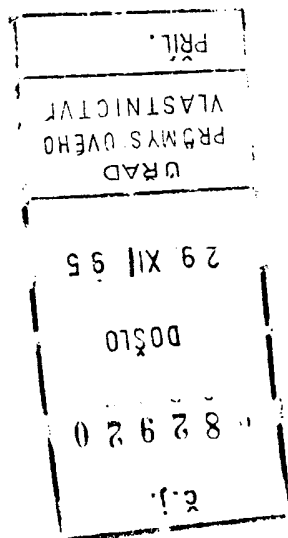
z prostředků (20) pro měření průtoku kapaliny, obcházející tepelný výměník dodávaného vzduchu a z prostředků (21) pro měření průtoku kapaliny, dodávající přídatnou energii.

6) Sestava řídicího systému podle Nároku č. 3, nebo Nároku č.4, **vyznačující se tím, že** čerpací poměr oběhového čerpadla (3), zabudovaného do obvodu pro přenos tepla, je ovladatelný.

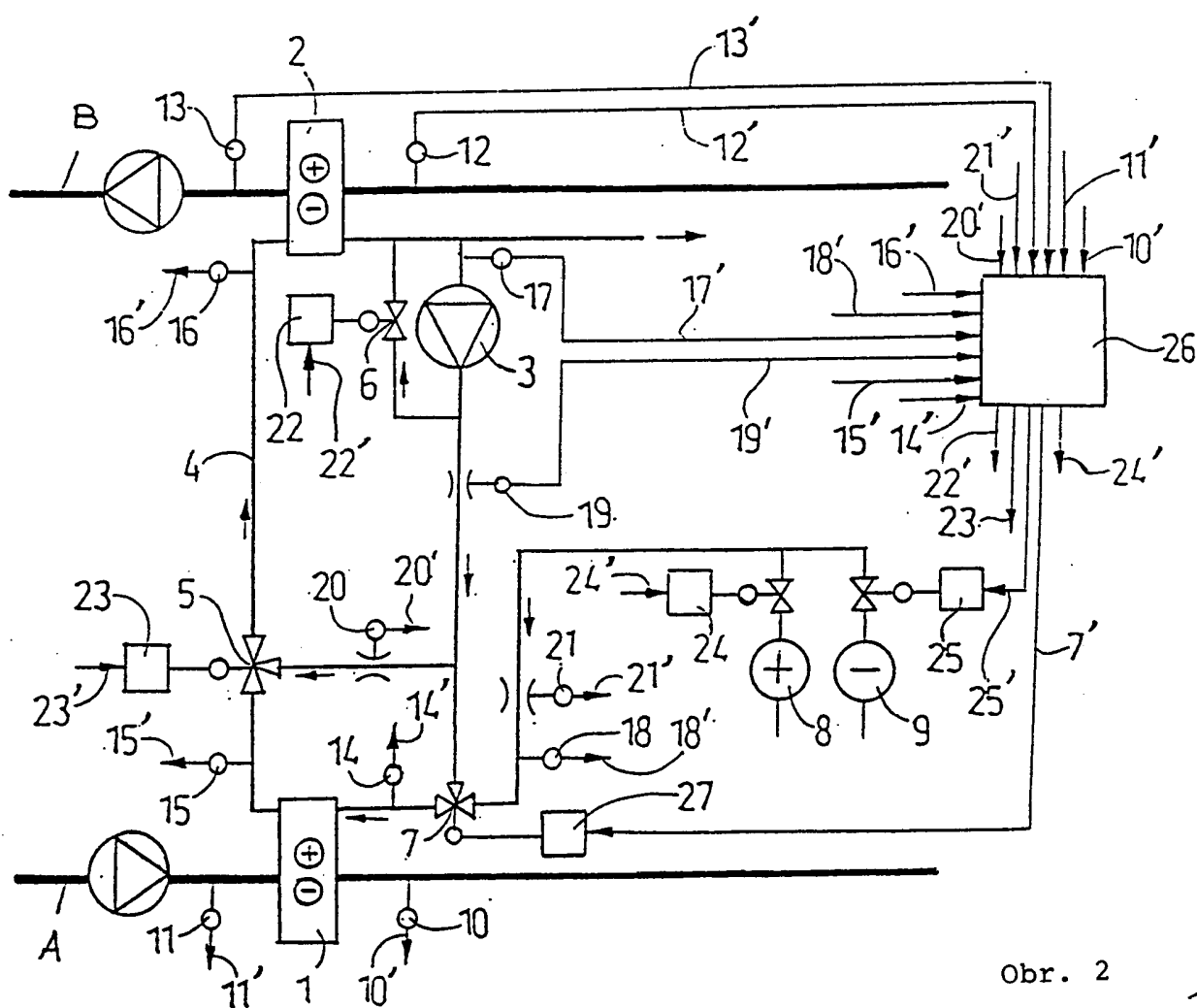
7) Sestava řídicího systému podle Nároku č. 3, nebo Nároku č.4, **vyznačující se tím, že** je přizpůsobena k řízení dodávky přídatné energie takovým způsobem, že teplota dodávaného vzduchu (A) se mění v provozním rozsahu, u kterého je množství přídatné energie (8, 9) omezené.

8) Sestava řídicího systému podle Nároku č. 7, **vyznačující se tím, že** je přizpůsobena k omezování toku dodávaného vzduchu (A) v provozním rozsahu, u kterého je množství přídatné energie (8, 9) omezeno.

9) Sestava řídicího systému podle Nároku č. 3, **vyznačující se tím, že** je přizpůsobena pracovat takovým způsobem, že když klimatizační systém pracuje v režimu chlazení, je zabráněno nebo omezeno odvlhčování vzduchu pomocí nastavení průtoku vzduchu skrz přístroj, a to v odezvě na energetickou spotřebu.

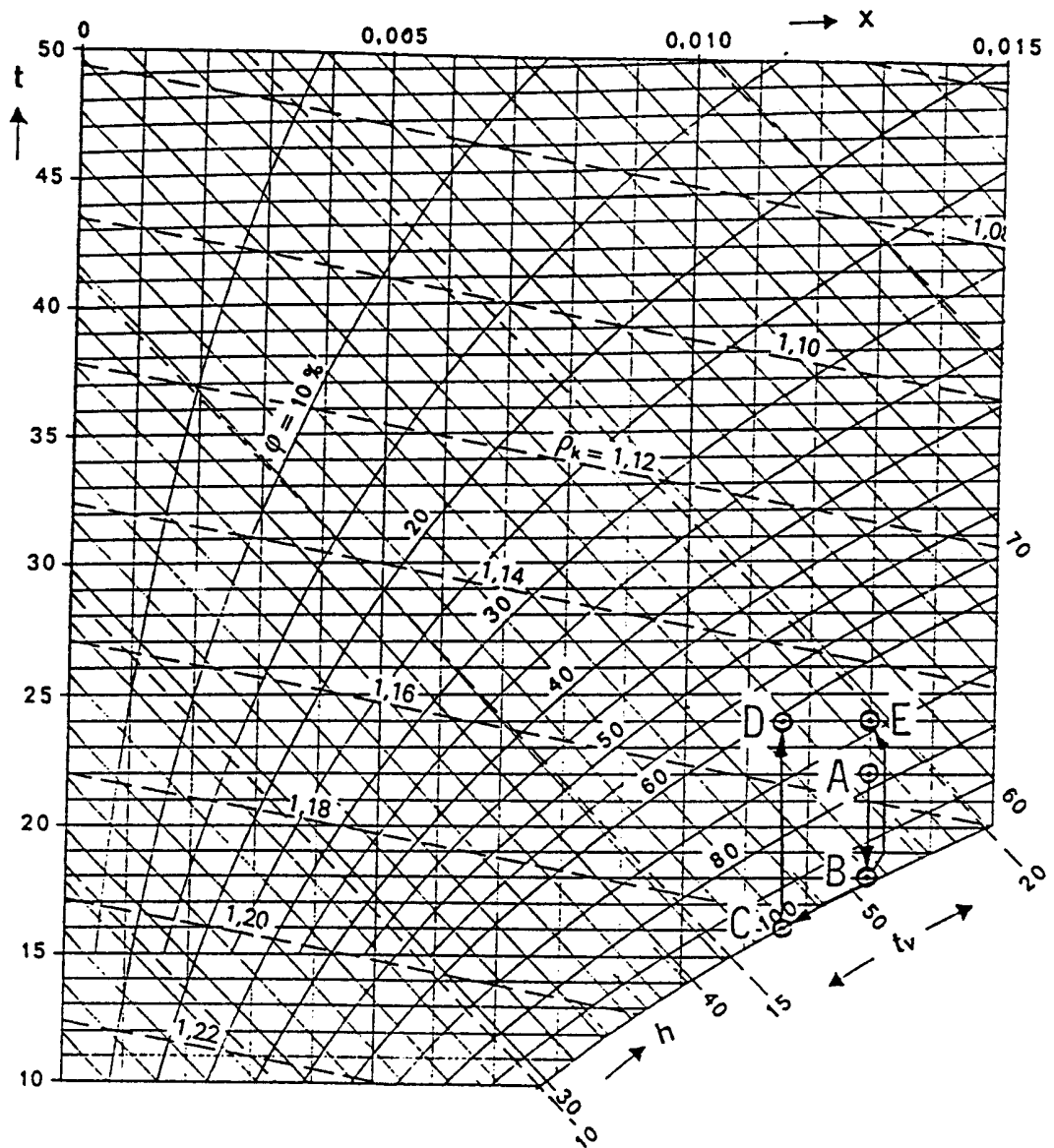


Obr. 1

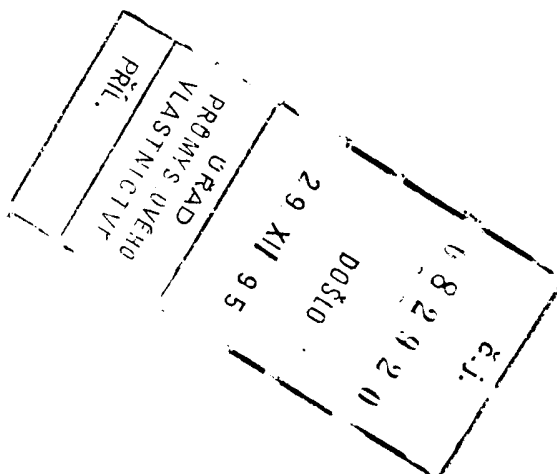


Obr. 2

low



Obr. 3



Bar