

PŘIHLÁŠKA VYNÁLEZU

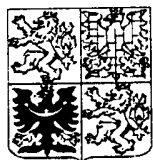
zveřejněná podle § 31 zákona č. 527/1990 Sb.

(21) Číslo dokumentu:

3046-96

(19)

ČESKÁ
REPUBLIKA



ÚŘAD
PRŮMYSLUVÉHO
VLASTNICTVÍ

(22) Přihlášeno: **17. 10. 96**

(32) Datum podání prioritní přihlášky: **20.10.95**

(31) Číslo prioritní přihlášky: **95/546114**

(33) Země priority: **US**

(40) Datum zveřejnění přihlášky vynálezu: **14. 05. 97**
(Věstník č. 5/97)

(13) Druh dokumentu: **A3**

(51) Int. Cl.⁶:

F 04 D15/00

(71) Přihlášovatel:

COMPRESSOR CONTROLS CORPORATION,
Des Moines, IA, US;

(72) Původce:

Staroselsky Serge, West Des Moines, IA, US;
Batson Brett W., Dallas Center, IA, US;
Mirsky Saul, West Des Moines, IA, US;
Shapiro Vadim, West Des Moines, IA, US;

(74) Zástupce:

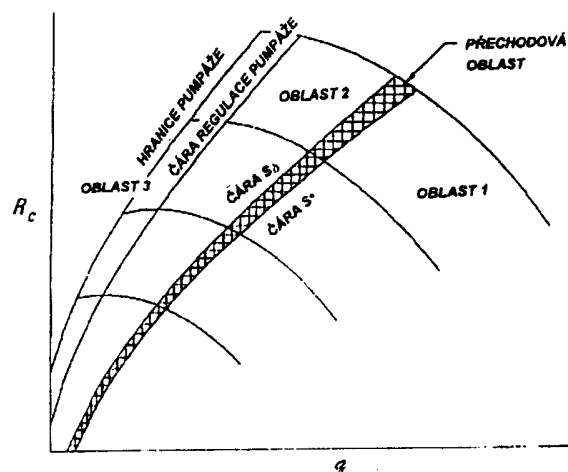
Andera Jiří Ing., Nad Štolou 12, Praha 7,
17000;

(54) Název přihlášky vynálezu:

**Způsob a zařízení pro vyrovnávání zatíže-
ní mezi násobnými kompresory**

(57) Anotace:

Vyrovnávací zatížení mezi sériovými kompresory není jednoduché. Vynález přináší přístup k vyrovnávání zatížení pro kompresní systémy, které se vyznačují tím, že parametry pumpáže S se mění v průběhu vyrovnávacího procesu stejným směrem jako otáčky. Řízení vyrovnávání zatížení spočívá ve vyrovnávání stlačení, otáček nebo příkonu (nebo funkcí těchto veličin) v případě, že kompresory pracují daleko od pumpáže. Blíží-li se k pumpáži, jsou všechny kompresory řízeny tak, aby dosáhly čar regulace pumpáže zároveň.



č.j.	83916
DOŠLO	15. XI. 96
URAD	PRŮMYSLOVÉHO VLAŠTNÍ CIVIL
PIL.	

Způsob a zařízení pro vyrovnávání zatížení mezi násobnými kompresory

Oblast techniky

- 5 Vynález se obecně týká způsobu a zařízení pro vyrovnávání zatížení mezi sériově zapojenými sítěmi turbokompresorů. Vynález se týká zvláště takového rozdělování zatížení mezi sériově zapojené turbokompresory, které zabrání nadměrnému přepouštění v případě, kdy je nutné
- 10 chránit kompresor před pumpáží.

Dosavadní stav techniky

- Jsou-li dva nebo více kompresorů propojeny do série, může být antipumpážní ochrana a účinnost procesu
- 15 maximalizována tím, že kompresory budou v režimu bez přepouštění pracovat ve stejné vzdálenosti od hranice pumpáže, či se stejným přepouštěným průtokem v režimu přepouštění.

- Současné řídicí systémy pro sériové kompresorové sítě sestávají z hlavního regulátoru, jednoho regulátoru sdílení zatížení příslušného každé hnací jednotce, a jednoho antipumpážního regulátoru pro každý kompresor. Systémy, jako je tento, užívají několik vzájemně se doplňujících funkcí pro interaktivní udržování žádaného tlaku nebo průtoku,
- 25 přičemž zachovávají poměry mezi kompresory stálé a chrání je před pumpáží. Jednou takovou funkcí je rozdělování zatížení, které udržuje kompresory ve stejné vzdálenosti od pumpáže a brání tak zbytečnému přepouštění.

30 Podstata vynálezu

Cílem vynálezu je přinést způsob rozdělování zatížení sdíleného kompresory v sériových sítích - jako jsou kompresory pro dopravu plynů (v plynovodech), které se

vyznačují tím, že parametry pumpáže všech kompresorů se se změnou otáček v průběhu procesu rozdělování mění stejným směrem. Mnoho kompresních systémů má podobné charakteristiky a může být regulováno uvedeným způsobem, který brání,

5 kdykoliv je to možné, regulaci pumpáže přepouštěním nebo odfukem plynu. Vynález popisuje způsob vyrovnávání zatížení, který minimalizuje přepouštění při udržování stlačení a otáček v případech, kdy nehrozí nebezpečí pumpáže.

Předmětem vynálezu je regulovaná veličina, příklady
10 akčních veličin jsou otáčky, natočení vstupních rozváděcích lopatek a otevření škrticího ventilu v sání. Charakteristika kompresoru je pro tento způsob rozdělena do tří hlavních a jedné malé přechodové oblasti, viz obr. 1.

Oblast 1 - Pokud není kompresor ohrožen pumpáží, to
15 znamená, že se nenachází v blízkosti čáry regulace pumpáže, jsou veličiny jako stlačení, otáčky nebo výkon vyrovnávány mezi kompresory v sériové síti předem stanoveným způsobem.

Oblast 2 - Pokud se provozní bod kteréhokoliv
20 kompresoru přiblíží k čáře regulace pumpáže, mohou být všechny kompresory udržovány ve stejné vzdálenosti od svých příslušných čar regulace pumpáže, a tak oddalovat jakékoliv přepouštění až do chvíle, kdy všechny kompresory v síti dosáhnou čáry regulace pumpáže.

25 Oblast3 - V případě, kdy všechny kompresory přepouští, je výhodné řídit výkonnost všech kompresorů tak, aby přepouštěly stejně.

Přechodová oblast - V této oblasti mezi oblastmi 1 a 2
30 dochází k beznárazovému hladkému předání řízení mezi různými regulovanými proměnnými užitými v těchto dvou oblastech.

Přehled obrázků na výkrese

Na obr. 1 je charakteristika kompresoru se třemi hranicemi mezi třemi hlavními plus jednou přechodovou oblastí.

5 Na obr. 2 je schéma sítě sériových kompresorů a jejich měření.

Na obr. 3 je blokový diagram zpracovávání signálů ze sítě sériových kompresorů, které vstupují do regulátoru sdílení zatížení.

10 Na obr. 4 je graf závislosti parametru x na parametru $S_{\max}$.

Na obr. 5 je blokový diagram regulátoru sdílení zatížení pro turbokompresory zapojené do série.

15 Příklad provedení vynálezu

Pokud se mohou kompresory provozovat "daleko od pumpáže", doporučuje se rozdělit stlačení mezi jednotlivé kompresory předem určeným způsobem. Takový způsob provozu může být na místě, jsou-li kompresory poháněny plynovými
20 turbínami.

U sítě sériových kompresorů se jak účinnosti, tak bezpečného provozu, dosahuje promyšleným rozdělováním zatížení sdíleného kompresory. Obr. 2 zobrazuje takové uspořádání sítě se dvěma turbokompresory v sérii 20, které
25 jsou oba poháněny parními turbínami. Každý kompresor má vlastní řídicí schéma, které zahrnuje zařízení pro sledování procesních vstupních signálů, jako jsou tlakové rozdíly na zařízení měření průtoku 21 a na kompresoru 28, tlak v sání 22 a tlak na výtlaku 23. Systém zahrnuje rovněž snímače
30 polohy vřetena přepouštěcího ventilu 24, vstupní teploty do ventilu 25, teploty v sání 27, teploty na výtlaku 29 a otáček 26. Tyto a jiné signály se zpracují do vyrovnávacího parametru, který je vstupem do regulátoru sdílení zatížení.

Ekonomický provoz vyžaduje omezit, kdykoliv je to možné (při zachování bezpečnosti), přepouštění nebo odfuk plynu pro účely antipumpážní regulace. Je možné provádět regulaci výkonnosti takovým způsobem, který minimalizuje přepouštění.

- 5 To je zabránit mu, kdykoliv je to možné, a omezit nadměrné přepouštění, je-li nutné kompresor chránit. Tento způsob regulace výkonnosti spočívá v udržování kompresorů, které jsou v oblasti pumpáže, ve stejné vzdálenosti od hranice pumpáže. V této části je popsán a na obrázku 1 třemi
10 hlavními plus jednou přechodovou oblastí zobrazen způsob vyrovnávání zatížení.

- Oblast 1 (daleko od pumpáže) - Musí být určena taková vzdálenost od čáry regulace pumpáže, za kterou pumpáž bezprostředně nehrozí. Pokud jsou provozní body všech
15 kompresorů nejméně takto vzdáleny od svých příslušných čar regulace pumpáže, může se výkonnost kompresorů ovládat vyrovnáváním stlačení. Pro pružnost je pro účely řízení definována funkce stlačení $f_2(R_c)$. Tato funkce vrací v této oblasti hodnotu vyrovnávacího
20 parametru menší než jedna a dovoluje přechodovou oblastí sjednotit oblast 1 s oblastí 2.

- Oblast 2 (blízko pumpáže) - Pokud se kompresor nachází v blízkosti čáry regulace pumpáže, měl by být definován parametr, který popisuje vzdálenost každého kompresoru
25 od této čáry. Velikost tohoto parametru by se měla udržovat stejná pro všechny kompresory. Možným parametrem může být

$$S_s = \frac{f_1(R_c)}{q_s^2}$$

- 30 kde:

S_s	=	parametr pumpáže
R_c	=	stlačení kompresoru, p_d/p_s
p_d	=	absolutní tlak na výtlaku

p_s = absolutní tlak v sání

q_s = redukovaný průtok v sání $\sqrt{\Delta p_{o,s} / p_s}$

$\Delta p_{o,s}$ = signál měření průtoku v sání

Funkce f_1 vrací hodnotu q_s^2 na hranici pumpáže pro danou hodnotu nezávislé proměnné R_c . Tedy S_s je na hranici pumpáže rovno jedné. Je menší než jedna na straně bezpečnosti (vpravo) od hranice pumpáže. K S_s se přidá bezpečnostní rezerva b , součet $S = S_s + b$ definuje čaru regulace pumpáže. Vzdálenost provozního bodu od čary regulace pumpáže je dána jednoduše výrazem $\delta = 1 - S$, který definuje parametr, jež nabývá kladných hodnot v bezpečné oblasti (vpravo od čary regulace pumpáže) a je nulový na čáře regulace pumpáže.

Vyrovňávání zatížení v blízkosti čary regulace pumpáže nevyhnutelně zahrnuje takové ovládání výkonnosti každého kompresoru, že hodnoty δ všech kompresorů jsou vázány konstantami úměrnosti - blíží se k nule simultánně. Tedy, žádný kompresor nebude přepouštět, dokud nebudou muset přepouštět všechny. To zlepšuje energetickou účinnost procesu, protože přepouštění plynu je z hlediska spotřeby energie (ale ne z hlediska bezpečnostního) ztrátou. Takové vyrovňávání zatížení rovněž nedovoluje, aby byl jeden kompresor vystaven mnohem většímu ohrožení pumpáží než jakýkoliv jiný - kompresory sdílí rovněž "nebezpečí zatížení".

Oblast 3 (přepouštění) - Pokud je kvůli bezpečnosti strojů požadováno přepouštění, musí do řízení být zahrnut další parametr popisující tento provozní režim. Vyrovňovací parametr definujeme jako

$$S_p = S[1 + \dot{m}_v] = S \left[1 + C_v \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} f_3(R_{c,v}) \right]$$

kde:

S_p = vyrovňovací parametr

$\dot{m}_v$ = relativní hmotnostní průtok přepouštěcím ventilem

C_v = průtokový součinitel ventilu, $f_v(v)$

v = poloha vřetene ventilu

5 p_1 = tlak plynu vstupujícího do ventilu

T_1 = teplota plynu vstupujícího do ventilu

$f_3(R_{c,v}) = [1 - C_a(1 - 1/R_{c,v})] \sqrt{1 - 1/R_{c,v}}, [f_3(R_{c,v}) \leq \sqrt{0.148/C_a}]$

C_a = konstanta

$R_{c,v}$ = podíl tlaků před a za ventilem

10 Je-li přepouštěcí ventil uzavřen ($\dot{m}_v = 0$), je parametr S_p roven S , může být tedy použit i v oblasti 2. Na rozdíl od S je S_p při provozu na čáře regulace pumpáže, kde je přepouštěcí ventil otevřen, větší než jedna. Tedy, za jakýchkoliv podmínek se lze omezit na jedinou operaci -
15 vyrovnávání S_p .

Aby byl parametr S_p pružnější, můžeme do vztahu zahrnout konstantu úměrnosti β :

$$S_p^* = [1 - \beta(1 - S)][1 + \dot{m}_v]$$

20

Tímto způsobem se může vyrovnání přizpůsobit jednotlivým strojům, přesto kompresory dosáhnou čáry regulace pumpáže současně.

25

Blokový diagram výpočtu vyrovnávacího parametru S_p^* je ukázán na obrázku 3, kde se z údajů vysílaných od vysokotlakého kompresoru (dle obrázku 1) počítá parametr S_p^* , který dále vstupuje do regulátoru sdílení zatížení. Na obrázku modul 30 počítá stlačení (R_c), předpokládáme, že je
30 známo přesně. Další modul 31 počítá redukovaný průtok kompresorem (q_i^1), generátory funkcí 32, 33 určují funkce

- stlačení $[f_1(R_c), f_3(R_c)]$. Násobič 34 počítá relativní hmotnostní průtok přepouštěním $(\dot{m}_v)$ z funkce stlačení $[f_3(R_c)]$, absolutního tlaku na výtlaku $(p_{d,HP})$ 23 a dat ze snímače polohy vřetena přepouštěcího ventilu $[f_v(v)]$ 24 a teploměru
- 5 $(1/\sqrt{T_{i,HP}})$ 25. K relativnímu hmotnostnímu průtoku je poté přičtena konstanta $(1+\dot{m}_v)$ 35.

- Dělič 36 vrací parametr pumpáže (S_s) , který se dále zpracovává modulem 37. Zde se tato hodnota sčítá s bezpečnostní rezervou (b) , výsledkem je parametr pumpáže (S) .
- 10 Následuje řada operací s parametrem S . Součtový modul 38 počítá výraz $1-\beta(1-S)$, který se dále násobí $1+\dot{m}_v$. Výsledný vyrovnávací parametr S_p^* 39 je vstupem do regulátoru sdílení zatížení 40.

- Z výše uvedené diskuse vyplývá, že vhodnou volbou
- 15 vyrovnávacího parametru v oblasti přepouštění (oblast 3) lze dosáhnout automatického přechodu z oblasti 2 do oblasti 3 (a zpět).

- Aby bylo možné vyrovnávat na základě různých proměnných, je nezbytné definovat žádanou hodnotu a
- 20 regulovanou veličinu regulační smyčky jako funkce polohy provozního bodu na charakteristice kompresoru. Jedním z možných způsobů je určit parametr x :

$$x = \begin{cases} 1 & \text{pro } S_s \leq S_{\max} \\ \frac{S_{\max} - S_s}{S_s - S_s} & \text{pro } S_s \leq S_{\max} \leq S_s \\ 0 & \text{pro } S_{\max} \leq S_s \end{cases}$$

kde:

$S_{\max}$ = maximální hodnota S (nejblíže pumpáži)
ze všech kompresorů v síti v daném
okamžiku

S_+ = pravá hranice přechodové oblasti

5 S_- = levá hranice přechodové oblasti

Graf závislosti parametru x na parametru $S_{\max}$ je na
obrázku 4. Hodnota x je stejná pro všechny kompresory a je
vypočtena z parametrů odpovídajících kompresoru nejblíže
hranici pumpáže. Nyní můžeme definovat vyrovnávací parametr

10 B jako funkce x :

$$(a) \quad B = (1-x) f_2(R_c) + x [1 - \beta(1-S)] [1 + \dot{m}_v] = \beta_2 + \beta_1 S_p^*$$

je zřejmé, že

15

$$\beta_1 = x \quad \text{a} \quad \beta_2 = (1-x) f_2(R_c).$$

Funkce stlačení $f_2(R_c)$ v rovnici (a) by měla být
monotónní a vždy menší než S_+ , aby byla zajištěna

20 monotónnost B .

Rovnice (a) se použije pro určení jak regulované
veličiny, tak žádané hodnoty. Regulovanou veličinou je B
vypočtené z hodnoty S_p^* příslušného kompresoru, žádaná
hodnota je potom průměrem všech takto určených B .

25 Na obrázku 5 je podrobně rozveden výpočet rovnice (a)
na blokovém diagramu regulátoru sdílení zatížení
(naznačeného na obrázku 3) dvoukompresorové sítě.

Vyrovnávací parametry $(S_{p,1}^*, S_{p,2}^*)$ 50 vstupují do modulu 52,

který vrací maximální hodnotu S ($S_{\max}$) pro výpočet parametru

30 (x) 53. Stlačení $(R_{c,1}, R_{c,2})$ 51 spolu s vyrovnávacími parametry

50 a parametrem x 53 vstupují do výpočtu regulovaných

veličin (PV_1, PV_2) 54 a žádané hodnoty (SP) 55. Další modul 56

poté počítá odchylky $(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$, od kterých je odvozen výstupní signál 57, 58, který je následně předáván regulačnímu ventilu 59, 60 hnací jednotky příslušného kompresoru.

Alternativně k uvedenému algoritmu vyrovnávání zatížení lze k vyrovnávání zatížení použít i jiné parametry než je stlačení. Příklady těchto parametrů jsou otáčky, příkon a vzdálenost k mezím hnací jednotky. Lze odvodit rovněž jiné tvary parametru pumpáže S , například

$$S = \frac{\Delta p_c}{\Delta p_o} \quad \text{a} \quad S = \frac{f(h_r)}{q_s^2}$$

10 kde:

Δp_c = rozdíl tlaků před a za kompresorem

h_r = redukováná práce, $(R_c^\sigma - 1)/\sigma$

σ = $(k-1)/\eta_p k$

k = adiabatický exponent

15 η_p = polytropická účinnost

Vyrovnávání při přepouštění může probíhat bez výpočtu relativního hmotnostního průtoku přepouštěcím ventilem.

Například je možné použít pouze kombinaci funkce stlačení

$f_3(R_{c,v})$ a funkce polohy přepouštěcího ventilu $f_v(v)$, či pouze

20 samotnou $f_v(v)$. Navíc lze kompenzovat teplotní rozdíly.

Uvedené způsoby mohou být použity i u paralelně zapojených kompresorů.

Je zřejmé, že dle uvedeného výkladu jsou možné mnohé úpravy a odchylky vynálezu. Rozumí se tedy, že vynález může
25 být prováděn v rámci rozsahu patentových nároků i jinak, než je konkrétně uvedeno.

PATENTOVÉ NÁROKY

1. Způsob řízení kompresního systému, který zahrnuje
nejméně dva kompresory, nejméně jednu hnací jednotku a
5 množství zařízení pro změny výkonnosti řečených kompresorů,
vyznačující se tím, že zahrnuje kroky:

- a) definování parametru pumpáže S , který vyjadřuje
vzdálenost mezi provozním bodem a hranicí pumpáže,
pro každý kompresor;
- 10 b) určení hodnoty S řečeného parametru pumpáže pro
každý kompresor;
- c) řízení výkonnosti řečených kompresorů tak, aby se v
případě, kdy jsou provozní body všech kompresorů
vzdáleny od pumpáže více než je dáno řečeným
15 parametrem S , zachovával předem určený poměr mezi
všemi kompresory a/nebo hnacími jednotkami; a
- d) řízení výkonnosti řečených kompresorů takovým
způsobem, aby všechny kompresory dosáhly hranice
pumpáže současně.

20

2. Způsob podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že krok
definování parametru pumpáže S zahrnuje kroky:

- a) vytvoření čáry regulace pumpáže kompresoru ve
dvourozměrném prostoru;
- 25 b) definování funkce $f_1(*)$, která vrací hodnotu na
vodorovné ose při pumpáži pro danou hodnotu proměnné
na ose svislé; a
- c) výpočet podílu funkce $f_1(*)$ ku hodnotě na vodorovné
ose z okamžitých hodnot proměnných na vodorovné a
30 svislé ose.

3. Způsob podle nároku 2, **vyznačující se tím**, že proměnná
na vodorovné ose je redukovaný průtok $\Delta p_o/p$ a proměnná na
svislé ose je stlačení R_c .

4. Způsob podle nároku 2, **vyznačující se tím**, že proměnná na vodorovné ose je redukovaný průtok a proměnná na svislé ose je redukovaná práce $h_r = (R_c^\sigma - 1) / \sigma$.

5

5. Způsob podle nároku 2, **vyznačující se tím**, že proměnná na vodorovné ose je tlakový rozdíl na zařízení měření průtoku Δp_o a proměnná na svislé ose je tlakový rozdíl na kompresoru Δp_c .

10

6. Způsob podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že krok zachovávání předem určeného poměru mezi všemi kompresory se provádí funkcemi přizpůsobení stlačení R_c .

15

7. Způsob podle nároku 6, **vyznačující se tím**, že stlačení se počítá dle postupu:

- a) sejmutí tlaku v sání řečeného kompresoru;
- b) sejmutí tlaku na výtlaku řečeného kompresoru;
- c) přepočet řečených hodnot tlaku v sání a tlaku na výtlaku na absolutní tlaky; a
- d) výpočet stlačení vydělením řečeného přepočteného tlaku na výtlaku řečeným přepočteným tlakem v sání.

20

8. Způsob podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že krok zachovávání předem určeného poměru mezi všemi kompresory se provádí funkcemi přizpůsobení příkonu P .

25

9. Způsob podle nároku 8, **vyznačující se tím**, že příkon se určuje snímáním příkonu zařízením měření příkonu a generováním signálu příkonu, který je úměrný příkonu.

30

10. Způsob podle nároku 8, **vyznačující se tím**, že hodnota úměrná příkonu se počítá dle postupu:

- a) sejmutí hodnoty úměrné tlaku v sání p_s ;

- b) sejmутí hodnoty úměrné teplotě v sání T_s ;
- c) sejmутí hodnoty úměrné tlaku na výtlaku p_d ;
- d) sejmутí hodnoty úměrné teplotě na výtlaku T_d ;
- e) sejmутí hodnoty úměrné tlakovému rozdílu na zařízení měření průtoku Δp_o

5

f) výpočet hodnoty $\sigma = \log \frac{T_d}{T_s} / \log \frac{p_d}{p_s}$;

- g) vytvoření první hodnoty vynásobením hodnot úměrných teplotě, tlaku a tlakového rozdílu, všech buď v sání nebo na výtlaku řečeného kompresoru, a výpočtem druhé odmocniny výsledku;

10

- h) výpočet stlačení R_c vydělením řečeného tlaku na výtlaku řečeným tlakem v sání;
- i) výpočet redukované práce h_r umocněním řečeného stlačení na řečené σ , odečtením jedné a vydělením rozdílu řečeným σ ; a
- j) vynásobení řečené první hodnoty a řečené redukované práce.

15

11. Způsob podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že krok zachovávání předem určeného poměru mezi všemi hnacími jednotkami se provádí vyrovnáváním vzdáleností řečených hnacích jednotek od meze.

20

12. Způsob podle nároku 11, **vyznačující se tím**, že řečenou mezí je mez teploty hnací plynové turbíny.

25

13. Způsob podle nároku 11, **vyznačující se tím**, že řečenou mezí je mez maximálních otáček řečené hnací jednotky.

30

14. Způsob podle nároku 11, **vyznačující se tím**, že řečenou mezí je mez minimálních otáček řečené hnací jednotky.

15. Způsob podle nároku 11, **vyznačující se tím**, že řečenou mezí je mez maximálního točivého momentu řečené hnací jednotky.
- 5 16. Způsob podle nároku 11, **vyznačující se tím**, že řečenou mezí je mez maximálního příkonu řečené hnací jednotky.
- 10 17. Způsob podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že krok zachovávání předem určeného poměru mezi všemi kompresory se provádí funkcemi přizpůsobení otáček N .
- 15 18. Způsob podle nároku 17, **vyznačující se tím**, že otáčky se určují snímáním otáček zařízením měření otáček a generováním signálu otáček, který je úměrný otáčkám.
- 20 19. Způsob řízení kompresního systému, který zahrnuje nejméně dva kompresory, nejméně jednu hnací jednotku, množství zařízení pro změny výkonnosti řečených kompresorů, odlehčovací prostředek a měření, **vyznačující se tím**, že zahrnuje kroky:
- a) definování parametru pumpáže S , který vyjadřuje vzdálenost mezi provozním bodem a hranicí pumpáže, pro každý kompresor;
 - 25 b) výpočet hodnoty S pro každý kompresor ze signálů z řečeného měření;
 - c) stanovení maximální hodnoty $S_{\max}$ ze všech hodnot S všech kompresorů;
 - d) určení hodnoty S řečeného parametru pumpáže pro každý kompresor;
 - 30 e) určení hodnoty S_g , která je blízko, nebo blíže než S , pumpáže pro každý kompresor;
 - f) vytvoření funkce $f_1(*)$ stlačení R_c pro každý kompresor;
 - g) výpočet hodnoty stlačení R_c pro každý kompresor;

h) výpočet hodnoty váhového koeficientu x , ($0 \leq x \leq 1$);

i) výpočet hodnoty, která je funkcí stavu řečeného odlehčovacího prostředku, $f_v(v)$;

j) výpočet hodnoty vyrovnávacího parametru

5 $B = (1-x) f_1(R_c) + x [1 - \beta(1-S)] [1 + f_v(v)]$ pro všechny kompresory

k) definování žádané hodnoty řečeného vyrovnávacího parametru pro každý kompresor; a

10 l) řízení výkonnosti řečených kompresorů tak, aby řečené vyrovnávací parametry souhlasily s řečenou žádanou hodnotou u všech kompresorů.

20. Způsob řízení kompresního systému, který zahrnuje nejméně dva kompresory, nejméně jednu hnací jednotku, množství zařízení pro změny výkonnosti řečených kompresorů, 15 odlehčovací prostředek a měření, **vyznačující se tím**, že zahrnuje kroky:

20 a) definování parametru pumpáže S , který vyjadřuje vzdálenost mezi provozním bodem a hranicí pumpáže, pro každý kompresor;

b) výpočet hodnoty S pro každý kompresor ze signálů z řečeného měření;

c) stanovení maximální hodnoty $S_{\max}$ ze všech hodnot S všech kompresorů;

25 d) určení hodnoty S , řečeného parametru pumpáže pro každý kompresor;

e) určení hodnoty S_s , která je blízko, nebo blíže než S , pumpáže pro každý kompresor;

f) vytvoření funkce $f_1(*)$ příkonu P pro každý kompresor;

30 g) výpočet hodnoty příkonu P pro každý kompresor;

h) výpočet hodnoty váhového koeficientu x , ($0 \leq x \leq 1$);

i) výpočet hodnoty, která je funkcí stavu řečeného odlehčovacího prostředku, $f_v(v)$;

j) výpočet hodnoty vyrovnávacího parametru

$$B = (1-x) f_2(P) + x [1 - \beta(1-S)] [1 + f_v(v)] \text{ pro všechny kompresory}$$

k) definování žádané hodnoty řečeného vyrovnávacího parametru pro každý kompresor; a

5 l) řízení výkonnosti řečených kompresorů tak, aby řečené vyrovnávací parametry souhlasily s řečenou žádanou hodnotou u všech kompresorů.

21. Způsob řízení kompresního systému, který zahrnuje
10 nejméně dva kompresory, nejméně jednu hnací jednotku, množství zařízení pro změny výkonnosti řečených kompresorů, odlehčovací prostředek a měření, **vyznačující se tím**, že zahrnuje kroky:

15 a) definování parametru pumpáže S , který vyjadřuje vzdálenost mezi provozním bodem a hranicí pumpáže, pro každý kompresor;

b) výpočet hodnoty S pro každý kompresor ze signálů z řečeného měření;

20 c) stanovení maximální hodnoty $S_{\max}$ ze všech hodnot S všech kompresorů;

d) určení hodnoty S řečeného parametru pumpáže pro každý kompresor;

e) určení hodnoty S_s , která je blízko, nebo blíže než S_s , pumpáže pro každý kompresor;

25 f) vytvoření funkce $f_2(*)$ otáček N pro každý kompresor;

g) výpočet hodnoty otáček N pro každý kompresor;

h) výpočet hodnoty váhového koeficientu x , ($0 \leq x \leq 1$);

i) výpočet hodnoty, která je funkcí stavu řečeného odlehčovacího prostředku, $f_v(v)$;

30 j) výpočet hodnoty vyrovnávacího parametru

$$B = (1-x) f_2(N) + x [1 - \beta(1-S)] [1 + f_v(v)] \text{ pro všechny kompresory}$$

- k) definování žádané hodnoty řečeného vyrovnávacího parametru pro každý kompresor; a
- l) řízení výkonnosti řečených kompresorů tak, aby řečené vyrovnávací parametry souhlasily s řečenou
- 5 žádanou hodnotou u všech kompresorů.

22. Způsob podle nároků 19, 20 nebo 21, **vyznačující se tím**, že řečený váhový koeficient se počítá podle vztahu

$$x = \min\{1, \max[0, (S_{\max} - S_*) / (S_s - S_*)]\}.$$

10

23. Způsob podle nároků 19, 20 nebo 21, **vyznačující se tím**, že v je žádanou hodnotou *OUT* odlehčovacího prostředku získanou z antipumpážního regulátoru.

15 24. Způsob podle nároků 19, 20 nebo 21, **vyznačující se tím**, že řečená funkce $f_v(*)$ je rovněž funkcí stlačení R_c kompresoru.

25. 25. Způsob podle nároků 19, 20 nebo 21, **vyznačující se tím**, že řečená funkce $f_v(*)$ je funkcí hmotnostního průtoku $\dot{m}$ řečeným odlehčovacím prostředkem.

20

26. 26. Způsob podle nároku 25, **vyznačující se tím**, že výpočet hodnoty úměrné řečenému hmotnostnímu průtoku $\dot{m}$ řečeným odlehčovacím prostředkem zahrnuje kroky:

25

- a) vytvoření funkce žádané hodnoty $f_s(OUT)$, která představuje průtokový součinitel C_v odlehčovacího prostředku;
- b) vytvoření funkce podílu tlaků na ventilu podle ISA nebo výrobce ventilu;
- c) výpočet prvního výsledku vynásobením řečené funkce řečené žádané hodnoty a řečené funkce řečeného podílu tlaků;

30

- d) výpočet druhého výsledku vynásobením řečeného prvního výsledku a absolutního tlaku p_1 na vstupu do řečeného odlehčovacího prostředí; a
- e) vydělení řečeného druhého výsledku druhou odmocninou teploty T_1 na řečeném vstupu do řečeného odlehčovacího prostředí.

27. Způsob podle nároku 26, **vyznačující se tím**, že funkce podílu tlaků na ventilu se počítá podle vztahu

$$f_3\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left[1 - C_a \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right)\right] \sqrt{1 - \frac{p_2}{p_1}}.$$

28. Způsob podle nároku 26, **vyznačující se tím**, že absolutní tlak p_1 se považuje za konstantní.

29. Způsob podle nároku 26, **vyznačující se tím**, že absolutní teplota T_1 se považuje za konstantní.

30. Způsob podle nároku 25, **vyznačující se tím**, že výpočet hodnoty úměrné hmotnostnímu průtoku $\dot{m}$ řečeným odlehčovacím prostředkem zahrnuje kroky:

- a) sejmutí tlakového rozdílu na zařízení měření průtoku;
- b) sejmutí tlaku v blízkosti řečeného zařízení měření průtoku;
- c) sejmutí teploty v blízkosti řečeného zařízení měření průtoku;
- d) výpočet výsledku vynásobením hodnot řečeného tlakového rozdílu a řečeného tlaku; a
- e) vydělení řečeného výsledku hodnotou řečené teploty a výpočet druhé odmocniny celého výrazu;

31. Zařízení pro řízení kompresního systému, který zahrnuje nejméně dva kompresory, nejméně jednu hnací jednotku a

množství zařízení pro změny výkonnosti řečených kompresorů, **vyznačující se tím**, že zahrnuje:

- 5 a) prostředek pro definování parametru pumpáže S , který vyjadřuje vzdálenost mezi provozním bodem a hranicí pumpáže, pro každý kompresor;
- b) prostředek pro určení hodnoty S . řečeného parametru pumpáže pro každý kompresor;
- 10 c) prostředek pro řízení výkonnosti řečených kompresorů tak, aby se v případě, kdy jsou provozní body všech kompresorů vzdáleny od pumpáže více než je dáno řečeným parametrem S , zachovával předem určený poměr mezi všemi kompresory a/nebo hnacími jednotkami; a
- 15 d) prostředek pro řízení výkonnosti řečených kompresorů takovým způsobem, aby všechny kompresory dosáhly hranice pumpáže současně.

32. Zařízení podle nároku 31, **vyznačující se tím**, že prostředek pro definování parametru pumpáže S zahrnuje:

- 20 a) prostředek pro vytvoření čáry regulace pumpáže kompresoru ve dvourozměrném prostoru;
- b) prostředek pro definování funkce $f_i(*)$, která vrací hodnotu na vodorovné ose při pumpáži pro danou hodnotu proměnné na ose svislé; a
- 25 c) prostředek pro výpočet podílu funkce $f_i(*)$ ku hodnotě na vodorovné ose z okamžitých hodnot proměnných na vodorovné a svislé ose.

33. Zařízení podle nároku 32, **vyznačující se tím**, že proměnná na vodorovné ose je redukovaný průtok $\Delta p_o/p$ a
30 proměnná na svislé ose je stlačení R_c .

34. Zařízení podle nároku 32, **vyznačující se tím**, že proměnná na vodorovné ose je redukovaný průtok a proměnná na svislé ose je redukovaná práce $h_r = (R_c^\sigma - 1)/\sigma$.

35. Zařízení podle nároku 32, **vyznačující se tím**, že
 proměnná na vodorovné ose je tlakový rozdíl na zařízení
 měření průtoku Δp_o , a proměnná na svislé ose je tlakový rozdíl
 5 na kompresoru Δp_c .

36. Zařízení podle nároku 31, **vyznačující se tím**, že
 prostředek zachovávání předem určeného poměru mezi všemi
 kompresory provádí funkce přizpůsobení stlačení R_c .
 10

37. Zařízení podle nároku 36, **vyznačující se tím**, že
 stlačení se počítá pomocí:

- a) prostředku pro sejmutí tlaku v sání řečeného kompresoru;
- 15 b) prostředku pro sejmutí tlaku na výtlaku řečeného kompresoru;
- c) prostředku pro přepočet řečených hodnot tlaku v sání a tlaku na výtlaku na absolutní tlaky; a
- d) prostředku pro výpočet stlačení vydělením řečeného
 20 přepočteného tlaku na výtlaku řečeným přepočteným tlakem v sání.

38. Zařízení podle nároku 31, **vyznačující se tím**, že
 prostředek zachovávání předem určeného poměru mezi všemi
 25 kompresory provádí funkce přizpůsobení příkonu P .

39. Zařízení podle nároku 38, **vyznačující se tím**, že příkon
 se určuje snímáním příkonu zařízením měření příkonu a
 generováním signálu příkonu, který je úměrný příkonu.
 30

40. Zařízení podle nároku 38, **vyznačující se tím**, že
 hodnota úměrná příkonu se počítá pomocí:

- a) prostředku pro sejmutí hodnoty úměrné tlaku v sání
 p_i

- b) prostředku pro sejmání hodnoty úměrné teplotě v sání T_s ;
- c) prostředku pro sejmání hodnoty úměrné tlaku na výtlačku p_d ;
- 5 d) prostředku pro sejmání hodnoty úměrné teplotě na výtlačku T_d ;
- e) prostředku pro sejmání hodnoty úměrné tlakovému rozdílu na zařízení měření průtoku Δp_o ;
- f) prostředku pro výpočet hodnoty $\sigma = \log \frac{T_d}{T_s} / \log \frac{p_d}{p_s}$;
- 10 g) prostředku pro vytvoření první hodnoty vynásobením hodnot úměrných teplotě, tlaku a tlakového rozdílu, všech buď v sání nebo na výtlačku řečeného kompresoru, a výpočtem druhé odmocniny výsledku;
- h) prostředku pro výpočet stlačení R_c vydělením řečeného tlaku na výtlačku řečeným tlakem v sání;
- 15 i) prostředku pro výpočet redukované práce h_r umocněním řečeného stlačení na řečené σ , odečtením jedné a vydělením rozdílu řečeným σ ; a
- j) prostředku pro vynásobení řečené první hodnoty a řečené redukované práce.
- 20

41. Zařízení podle nároku 31, **vyznačující se tím**, že prostředek pro zachovávání předem určeného poměru mezi všemi hnacími jednotkami provádí vyrovnávání vzdáleností řečených

25 hnacích jednotek od meze.

42. Zařízení podle nároku 41, **vyznačující se tím**, že řečenou mezí je mez teploty hnací plynové turbíny.

30 43. Zařízení podle nároku 41, **vyznačující se tím**, že řečenou mezí je mez maximálních otáček řečené hnací jednotky.

44. Zařízení podle nároku 41, **vyznačující se tím**, že řečenou mezí je mez minimálních otáček řečené hnací jednotky.

5 45. Zařízení podle nároku 41, **vyznačující se tím**, že řečenou mezí je mez maximálního točivého momentu řečené hnací jednotky.

10 46. Zařízení podle nároku 41, **vyznačující se tím**, že řečenou mezí je mez maximálního příkonu řečené hnací jednotky.

15 47. Zařízení podle nároku 31, **vyznačující se tím**, že prostředek pro zachovávání předem určeného poměru mezi všemi kompresory provádí funkce přizpůsobení otáček N .

20 48. Zařízení podle nároku 47, **vyznačující se tím**, že otáčky se určují snímáním otáček zařízením měření otáček a generováním signálu otáček, který je úměrný otáčkám.

25 49. Zařízení pro řízení kompresního systému, který zahrnuje nejméně dva kompresory, nejméně jednu hnací jednotku, množství zařízení pro změny výkonnosti řečených kompresorů, odlehčovací prostředek a měření, **vyznačující se tím**, že zahrnuje:

- 30
- a) prostředek pro definování parametru pumpáže S , který vyjadřuje vzdálenost mezi provozním bodem a hranicí pumpáže, pro každý kompresor;
 - b) prostředek pro výpočet hodnoty S pro každý kompresor ze signálů z řečeného měření;
 - c) prostředek pro stanovení maximální hodnoty $S_{\max}$ ze všech hodnot S všech kompresorů;
 - d) prostředek pro určení hodnoty S řečeného parametru pumpáže pro každý kompresor;

- e) prostředek pro určení hodnoty S_s , která je blízko, nebo blíže než S , pumpáže pro každý kompresor;
 - f) prostředek pro vytvoření funkce $f_1(*)$ stlačení R_c pro každý kompresor;
 - 5 g) prostředek pro výpočet hodnoty stlačení R_c pro každý kompresor;
 - h) prostředek pro výpočet hodnoty váhového koeficientu x , ($0 \leq x \leq 1$);
 - i) prostředek pro výpočet hodnoty, která je funkcí stavu řečeného odlehčovacího prostředku, $f_v(v)$;
 - 10 j) prostředek pro výpočet hodnoty vyrovnávacího parametru $B = (1-x) f_2(R_c) + x[1 - \beta(1-S)][1 + f_v(v)]$ pro každý kompresor
 - k) prostředek pro definování žádané hodnoty řečeného vyrovnávacího parametru pro každý kompresor; a
 - 15 l) prostředek pro řízení výkonnosti řečených kompresorů tak, aby řečené vyrovnávací parametry souhlasily s řečenou žádanou hodnotou u všech kompresorů.
- 20 50. Zařízení pro řízení kompresního systému, který zahrnuje nejméně dva kompresory, nejméně jednu hnací jednotku, množství zařízení pro změny výkonnosti řečených kompresorů, odlehčovací prostředek a měření, **vyznačující se tím**, že zahrnuje:
- 25 a) prostředek pro definování parametru pumpáže S , který vyjadřuje vzdálenost mezi provozním bodem a hranicí pumpáže, pro každý kompresor;
 - b) prostředek pro výpočet hodnoty S pro každý kompresor ze signálů z řečeného měření;
 - 30 c) prostředek pro stanovení maximální hodnoty $S_{\max}$ ze všech hodnot S všech kompresorů;
 - d) prostředek pro určení hodnoty S řečeného parametru pumpáže pro každý kompresor;

- e) prostředek pro určení hodnoty S_s , která je blízko, nebo blíže než S , pumpáže pro každý kompresor;
 - f) prostředek pro vytvoření funkce $f_1(*)$ příkonu P pro každý kompresor;
 - 5 g) prostředek pro výpočet hodnoty příkonu P pro každý kompresor;
 - h) prostředek pro výpočet hodnoty váhového koeficientu x , ($0 \leq x \leq 1$);
 - i) prostředek pro výpočet hodnoty, která je funkcí stavu řečeného odlehčovacího prostředku, $f_v(v)$;
 - 10 j) prostředek pro výpočet hodnoty vyrovnávacího parametru $B = (1-x)f_2(P) + x[1-\beta(1-S)][1+f_v(v)]$ pro všechny kompresory
 - k) prostředek pro definování žádané hodnoty řečeného vyrovnávacího parametru pro každý kompresor; a
 - 15 l) prostředek pro řízení výkonnosti řečených kompresorů tak, aby řečené vyrovnávací parametry souhlasily s řečenou žádanou hodnotou u všech kompresorů.
- 20 51. Zařízení pro řízení kompresního systému, který zahrnuje nejméně dva kompresory, nejméně jednu hnací jednotku, množství zařízení pro změny výkonnosti řečených kompresorů, odlehčovací prostředek a měření, **vyznačující se tím**, že zahrnuje:
- 25 a) prostředek pro definování parametru pumpáže S , který vyjadřuje vzdálenost mezi provozním bodem a hranicí pumpáže, pro každý kompresor;
 - b) prostředek pro výpočet hodnoty S pro každý kompresor ze signálů z řečeného měření;
 - 30 c) prostředek pro stanovení maximální hodnoty $S_{\max}$ ze všech hodnot S všech kompresorů;
 - d) prostředek pro určení hodnoty S řečeného parametru pumpáže pro každý kompresor;

- e) prostředek pro určení hodnoty S_s , která je blízko, nebo blíže než S , pumpáže pro každý kompresor;
 - f) prostředek pro vytvoření funkce $f_1(*)$ otáček N pro každý kompresor;
 - 5 g) prostředek pro výpočet hodnoty otáček N pro každý kompresor;
 - h) prostředek pro výpočet hodnoty váhového koeficientu x , $(0 \leq x \leq 1)$;
 - i) prostředek pro výpočet hodnoty, která je funkcí stavu řečeného odlehčovacího prostředku, $f_v(v)$;
 - 10 j) prostředek pro výpočet hodnoty vyrovnávacího parametru $B = (1-x) f_1(N) + x[1-\beta(1-S)][1+f_v(v)]$ pro všechny kompresory
 - k) prostředek pro definování žádané hodnoty řečeného vyrovnávacího parametru pro každý kompresor; a
 - 15 l) prostředek pro řízení výkonnosti řečených kompresorů tak, aby řečené vyrovnávací parametry souhlasily s řečenou žádanou hodnotou u všech kompresorů.
- 20 52. Zařízení podle nároků 49, 50 nebo 51, **vyznačující se tím**, že řečený váhový koeficient se počítá podle vztahu
- $$x = \min\{1, \max[0, (S_{\max} - S) / (S_s - S)]\}.$$
53. Zařízení podle nároků 49, 50 nebo 51, **vyznačující se tím**, že v je žádanou hodnotou *OUT* odlehčovacího prostředku získanou z antipumpážního regulátoru.
- 25 54. Zařízení podle nároků 49, 50 nebo 51, **vyznačující se tím**, že řečená funkce $f_v(v)$ je rovněž funkcí stlačení R_c
- 30 kompresoru.

55. Zařízení podle nároků 49, 50 nebo 51, **vyznačující se tím**, že řečená funkce $f_v(v)$ je funkcí hmotnostního průtoku $\dot{m}$ řečeným odlehčovacím prostředkem.

5 56. Zařízení podle nároku 55, **vyznačující se tím**, že výpočet hodnoty úměrné řečenému hmotnostnímu průtoku $\dot{m}$ řečeným odlehčovacím prostředkem zahrnuje:

- a) prostředek pro vytvoření funkce žádané hodnoty $f_s(OUT)$, která představuje průtokový součinitel C_v odlehčovacího prostředku;
- 10 b) prostředek pro vytvoření funkce podílu tlaků na ventilu podle ISA nebo výrobce ventilu;
- c) prostředek pro výpočet prvního výsledku vynásobením řečené funkce řečené žádané hodnoty a řečené funkce řečeného podílu tlaků;
- 15 d) prostředek pro výpočet druhého výsledku vynásobením řečeného prvního výsledku a absolutního tlaku p_1 na vstupu do řečeného odlehčovacího prostředku; a
- e) prostředek pro vydělení řečeného druhého výsledku druhou odmocninou teploty T_1 na řečeném vstupu do řečeného odlehčovacího prostředku.
- 20

57. Zařízení podle nároku 56, **vyznačující se tím**, že funkce podílu tlaků na ventilu se počítá podle vztahu

25
$$f_3\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left[1 - C_v \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right)\right] \sqrt{1 - \frac{p_2}{p_1}}.$$

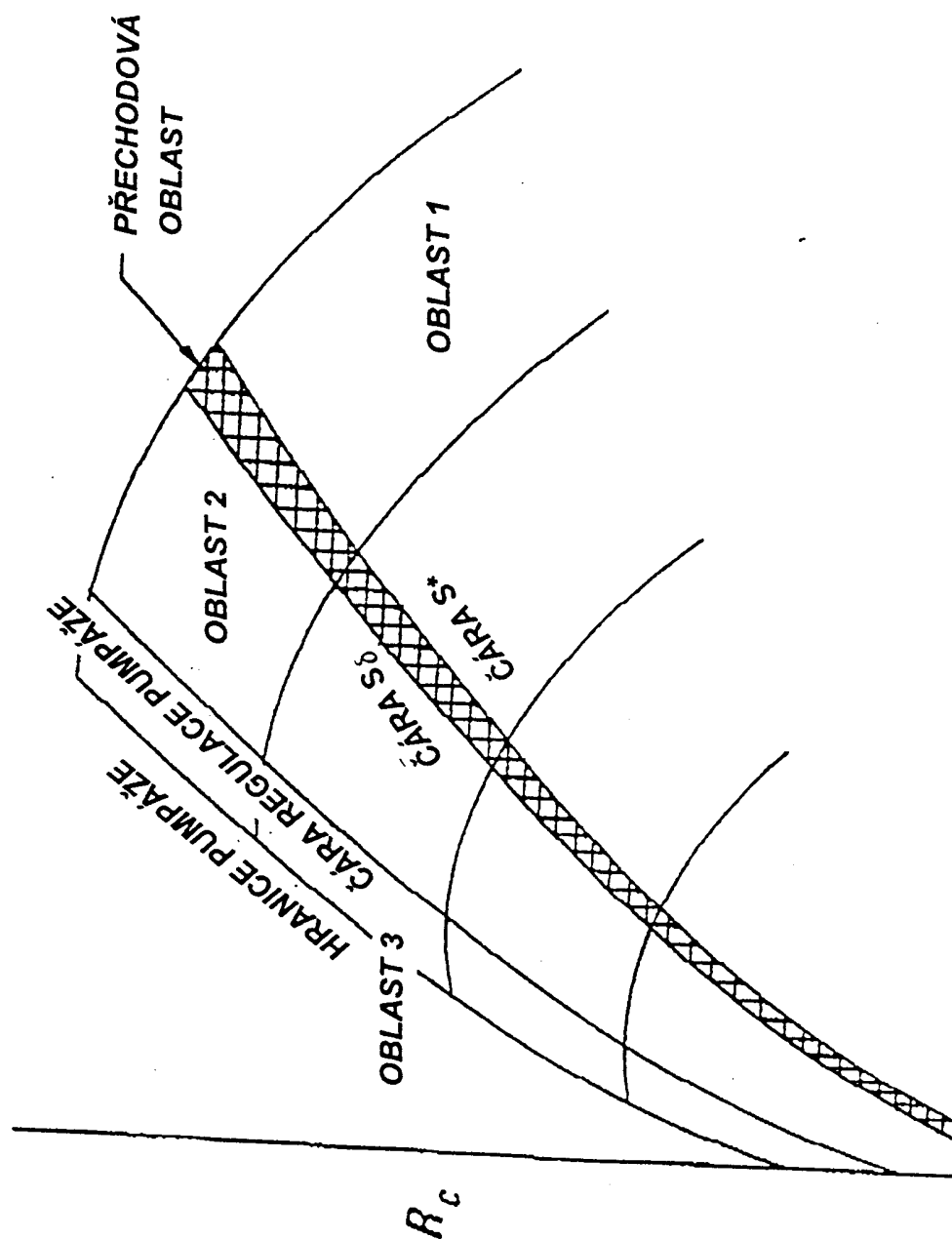
58. Zařízení podle nároku 56, **vyznačující se tím**, že absolutní tlak p_1 se považuje za konstantní.

30 59. Zařízení podle nároku 56, **vyznačující se tím**, že absolutní teplota T_1 se považuje za konstantní.

60. Zařízení podle nároku 55, **vyznačující se tím**, že výpočet hodnoty úměrné hmotnostnímu průtoku $\dot{m}$ řečeným odlehčovacím prostředkem zahrnuje:

- 5 a) prostředek pro sejmutí tlakového rozdílu na zařízení měření průtoku;
- b) prostředek pro sejmutí tlaku v blízkosti řečeného zařízení měření průtoku;
- c) prostředek pro sejmutí teploty v blízkosti řečeného zařízení měření průtoku;
- 10 d) prostředek pro výpočet výsledku vynásobením hodnot řečeného tlakového rozdílu a řečeného tlaku; a
- e) prostředek pro vydělení řečeného výsledku hodnotou řečené teploty a výpočet druhé odmocniny celého výrazu;

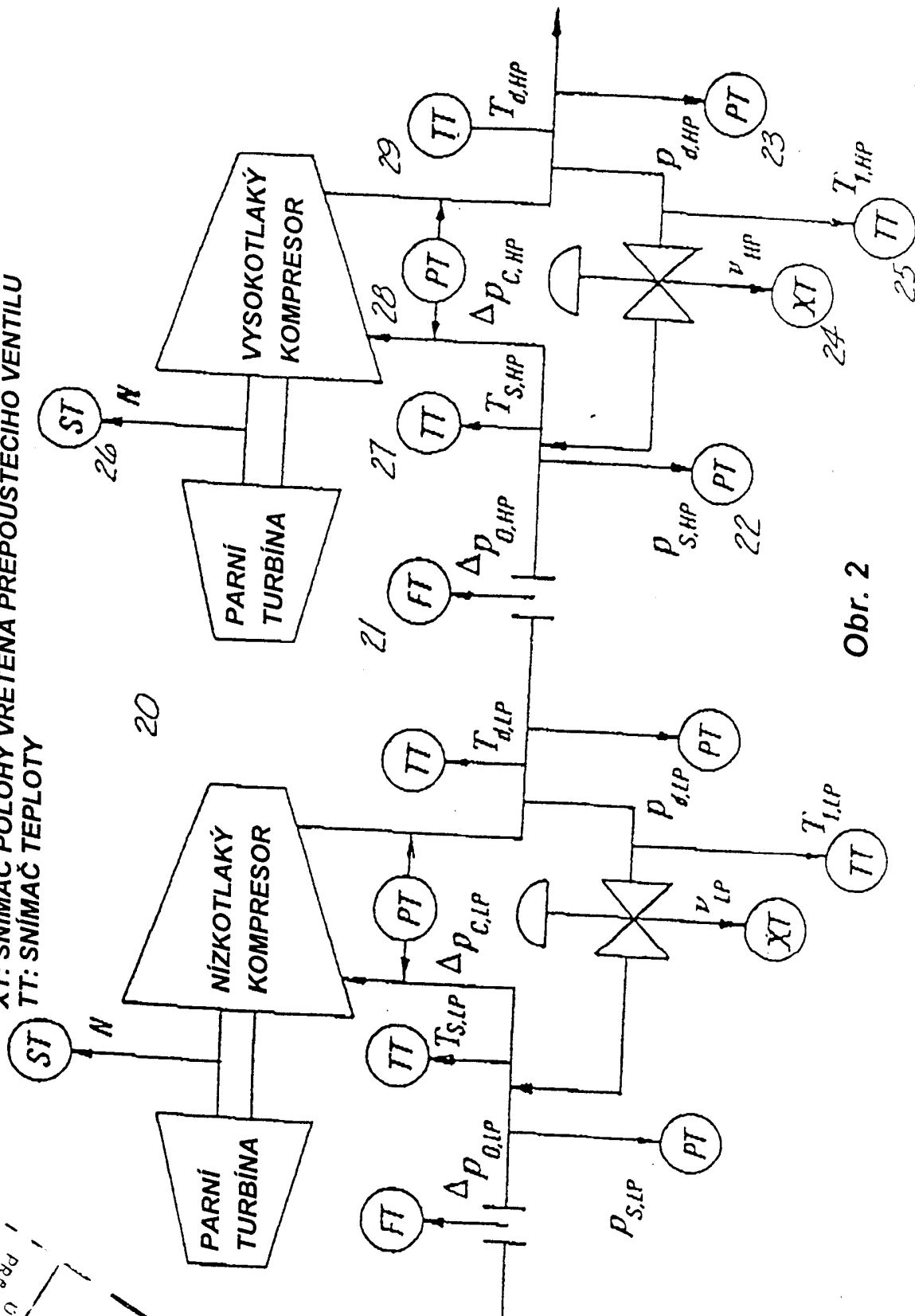
č.j.	683916
DOŠLO	15. XI. 96
URAD	PRŮMYSLOVÉHO
	VLASTNICTVÍ
PŘÍL.	



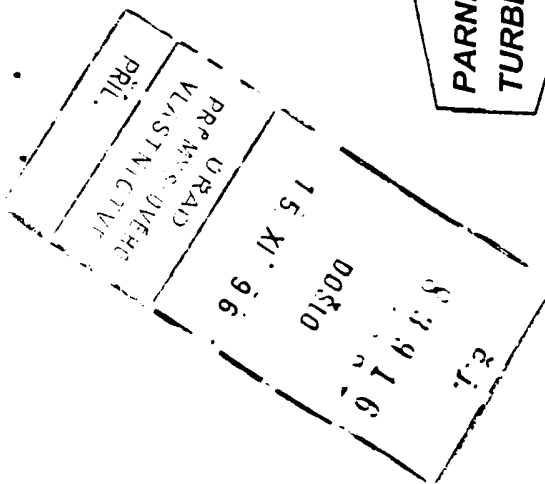
8

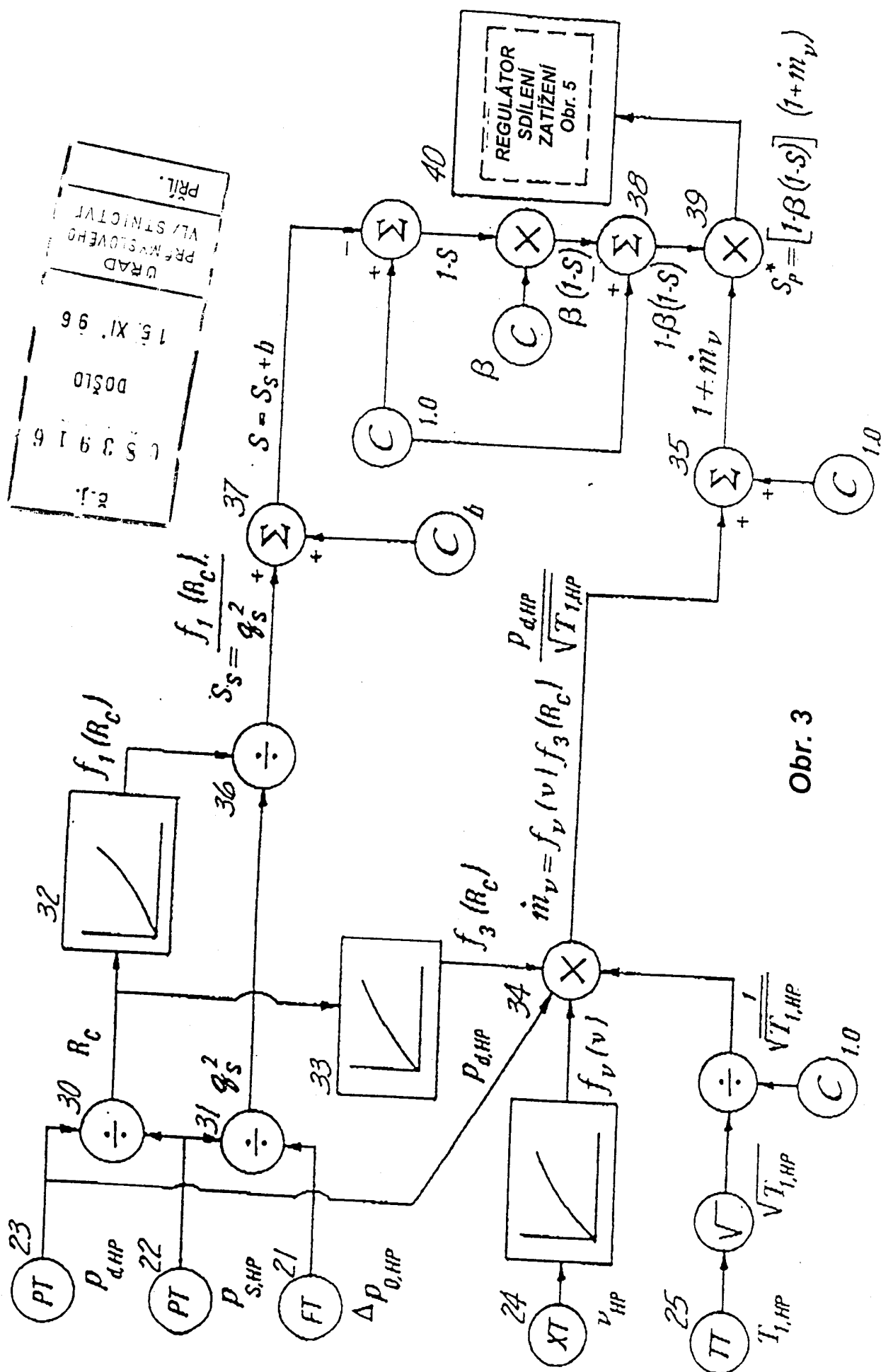
Obr. 1

FT: SNÍMAČ TLAKOVÉHO ROZDÍLU PRŮTOKOMĚRU
 PT: SNÍMAČ TLAKU
 ST: SNÍMAČ OTÁČEK
 XT: SNÍMAČ POLOHY VŘETENY PŘEPOUŠTĚCÍHO VENTILU
 TT: SNÍMAČ TEPLoty

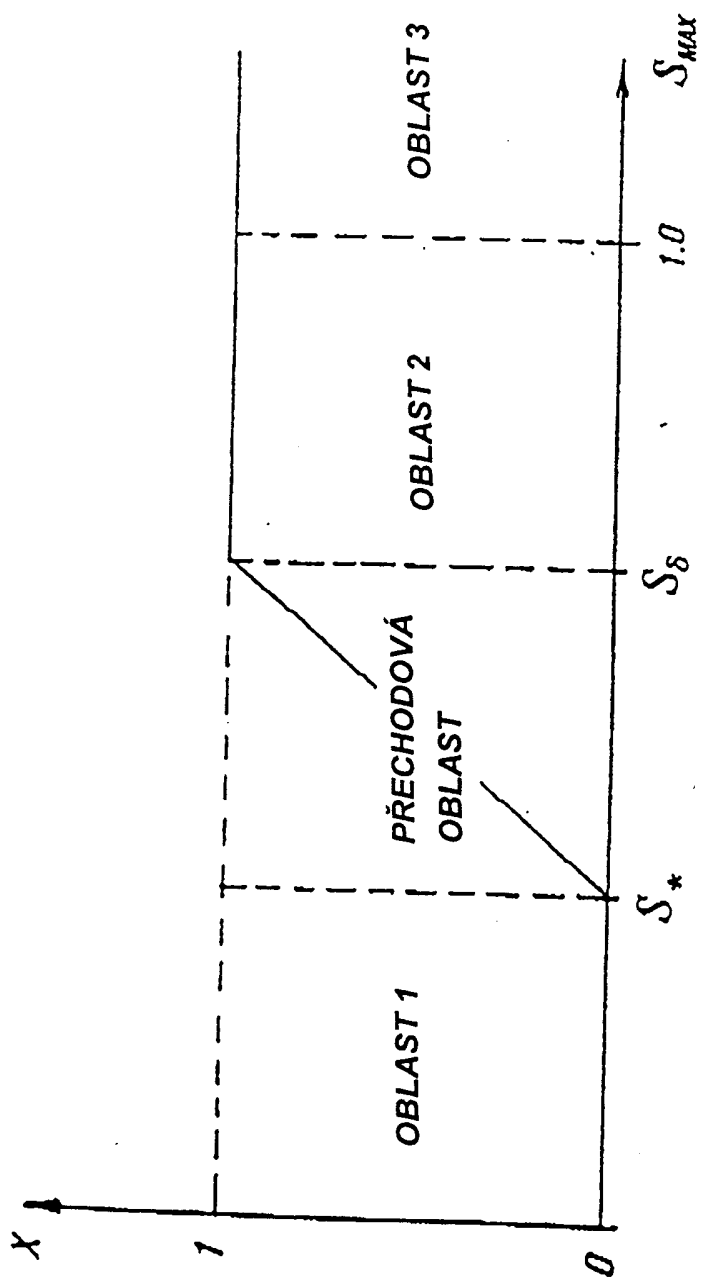


Obr. 2



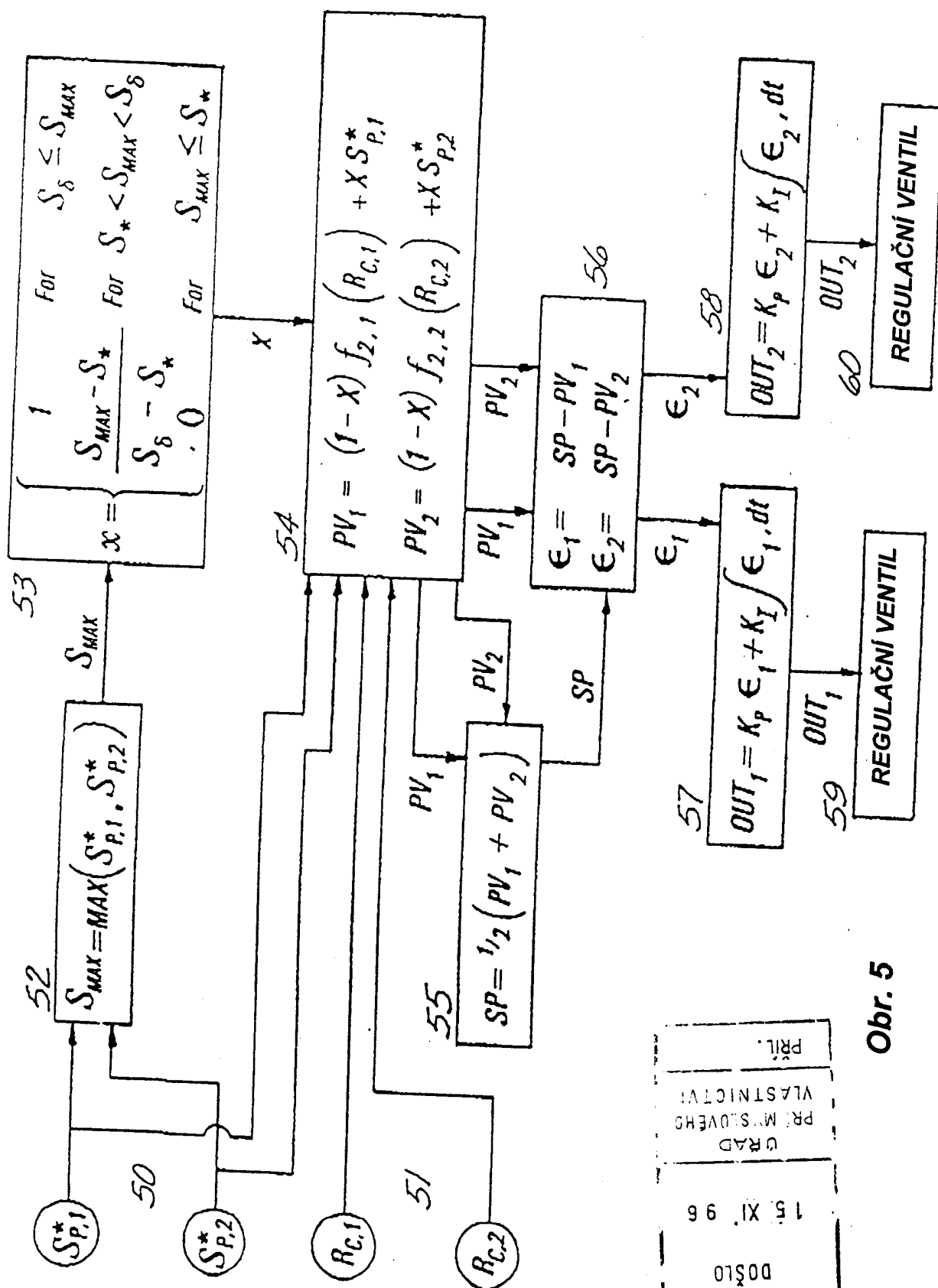


Obr. 3



Obr. 4

8.1.	8 3 9 1 6	00510	15 XI 96	URAD PR' M' SLOVENSKA VLASTNICTVA	PRIL.
------	-----------	-------	----------	-----------------------------------	-------



Obr. 5

083916	DOŠLO	15. XI. 96	GRAD	PR. M. SLOVENHO	PRIL.
--------	-------	------------	------	-----------------	-------