



ÚŘAD PRO VYNÁLEZY  
A OBJEVY

# POPIS VYNÁLEZU K AUTORSKÉMU OSVĚDČENÍ

211205

(11)

(B1)

(22) Přihlášeno 04 09 80  
(21) (PV 6029-80)

(40) Zveřejněno 30 04 81

(45) Vydáno 15 06 84

(51) Int. Cl.<sup>3</sup>

F 04 D 15/00

(75)

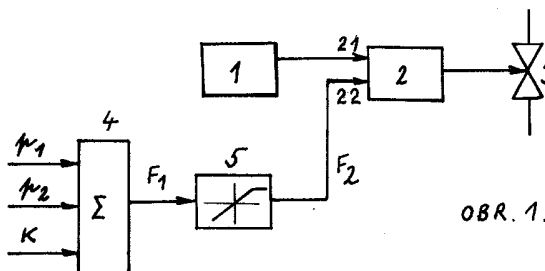
Autor vynálezu

FIBIR JAN ing., MALÁT FRANTIŠEK ing., VARCOP LUDVÍK ing. CSc., PRAHA

(54) Způsob regulace výkonu nebo otáček motoru, pohánějícího  
turbokompresor nebo turboexhaustor

Vynález se týká způsobu regulace výkonu nebo otáček motoru. Při tomto způsobu regulace se odstraňuje zpoždění mezi akčním zásahem regulačního orgánu a změnou regulované veličiny, protože se využívá závislosti mezi tlakovým režimem stroje a výkonem nutným pro jeho pohon.

Vyhodnocuje se přímo zátěžný moment pomocí veličiny, která je monotonní funkcí veličin úměrných měřeným tlakům.



Vynález se týká způsobu regulace výkonu nebo otáček motoru, který pohání turbokompresor nebo turboexhaustor. K regulaci se používá regulátor a regulační orgán s příslušným ovládacím polohovým servomechanismem.

Jde o dvě základní struktury regulace. V prvním případě jsou otáčky agregátu principiálně konstantní a jsou dány povahou motoru. Jedná se o pohon turbokompresoru nebo turboexhaustoru synchronním elektromotorem.

Zde je úlohou omezovací regulace výkonu zajistit přiměřené dodržení maximálního elektrického příkonu nutného pro pohon motoru a regulační orgán upravuje poměry na turbokompresoru nebo turboexhaustoru.

Ve druhém případě je požadavkem přizpůsobit výkon motoru zátěžnému výkonu turbokompresoru nebo turboexhaustoru. Mírou této rovnováhy jsou otáčky agregátu. Regulační orgán upravuje přívod energie do motoru. Jde např. o pohon turbokompresoru nebo turboexhaustoru parní turbínou.

Dosavadní omezovací regulace výkonu synchronního motoru v prvním případě se provádí tak, že se měří příkon motoru. Ze zadané hodnoty příkonu a z měřené hodnoty příkonu se vytváří regulační odchylka. Regulační odchylka se zpracovává např. regulátorem s proporcionálním, derivačním a integračním působením.

Regulátor prostřednictvím polohového servomechanismu ovládá regulační orgán, který upravuje průtokové a tlakové poměry na kompresoru nebo exhaustoru. Při této regulaci dochází k velkému zpoždění mezi akčním zásahem regulačního orgánu a změnou regulované veličiny. Např. po zásahu regulačního ventilu se nejdříve začne měnit tlakový spád na kompresoru nebo exhaustoru.

Za touto změnou následuje změna zátěžného momentu a konečně se uplatňuje zpoždění mezi zátěžným momentem a elektrickým příkonem motoru. Ve druhém případě, kdy jde např. o regulaci otáček soustrojí parní turbína - kompresor, se poruchy ze strany tlakového a průtokového režimu na kompresoru projeví nejdříve změnou zátěžného momentu působením, kterým se začnou měnit otáčky soustrojí.

Toto působení je přibližně integrační. V důsledku změny otáček zasahuje regulátor na polohovou smyčku. Ta představuje regulační orgán v přívodu páry do turbíny, až se v důsledku změny tlakových a průtokových poměrů na této turbíně začne přizpůsobovat hnací moment zátěžnému momentu. Regulovaná veličina - otáčky soustrojí - reaguje na tuto změnu přibližně integračně. Zde je opět značné zpoždění mezi průběhem poruchy a průběhem kompenzačního působení.

V obou případech se v důsledku zpoždění v řetězci při použití běžné regulace s jedním regulátorem s proporcionálním, derivačním a integračním působením řízeným regulační odchylkou bez dalších pomocných měřených nebo regulovaných veličin omezuje dynamická jakost regulace.

Tato jakost je zejména určena stupněm stability a velikostí první maximální přechodné regulační odchylky. Za nepříznivých poměrů může při poruše ustáleného režimu nastat i odpojení motoru od sítě působením ochrany, jejichž působení je odvozeno od proudu, od příkonu motoru nebo působením zabezpečovacího roztěžníku turbíny při proběhnutí soustrojí mimo přípustnou otáčkovou oblast.

Působení uvedeného nepříznivého zpoždění v dynamickém řetězci složeném z turbokompresoru nebo turboexhaustoru a motoru lze zmenšit užitím vynálezu. Jeho podstata spočívá v tom, že se v průtočném traktu obsahujícím turbokompresor nebo turboexhaustor měří tlaky komprimovaného média.

Z veličin úměrných těmto měřeným tlakům se vytvoří řídicí veličina jako monotónní funkce měřených tlaků. Takto získané řídicí veličina se zpracovává nelineárně na transformovanou řídicí veličinu.

Tato transformovaná řídicí veličina se využívá jako přídavná vstupní veličina polohového servomechanismu, ovládajícího regulační orgán. Případně se může transformovaná řídicí veličina dynamicky zpracovávat, např. derivovat, na pomocnou řídicí veličinu. Tato pomocná řídicí veličina se pak jednostrannou špičkovou detekcí převádí na přídavnou složku žádané hodnoty regulované veličiny. Je možno použít transformované řídicí veličiny oběma uvedenými způsoby současně.

Výhodou způsobu regulace podle vynálezu je, že využívá závislosti mezi tlakovým režimem stroje a výkonem nutným pro jeho pohon pro zlepšení dynamické jakosti regulace.

Tento výkon je v poměrně širokém rozsahu pracovních bodů monotónní funkcí tlaků podél stroje, případně v průtočném traktu v blízkosti stroje. Měření tlakového režimu kompresoru nebo exhaustoru se získá možnost vyhodnotit zátěžný moment nebo výkon stroje přímo, tj. bez nežádoucího dynamického zpoždění mezi zátěžným momentem a elektrickým příkonem synchronního motoru nebo otáčkami parních turbín.

K uvedenému vyhodnocení zátěžného momentu se dospěje vytvořením veličiny nazvané řídicí veličina, která je monotónní funkcí veličin úměrných měřeným tlakům. Po nelineárním zpracování řídicí veličiny se získá transformovaná řídicí veličina, která se využije pro zásah do regulační větve systému.

Tím může regulační orgán zasáhnout dříve, než by tomu bylo při aplikaci konvenčního regulačního schématu. Rychlejší zásah regulačního orgánu vede k vyšší jakosti regulace, tj. ke zmenšení maximální dynamické odchylky nebo k vyšší stabilitě regulace, případně se současně zlepší oba tyto ukazatele. Vyšší jakost regulace znamená možnost vyregulování i dynamicky značně nepříznivých poruch ustáleného režimu, aniž nastává nebezpečí havarijních situací.

Při použití způsobu podle vynálezu u systému, kde pracuje paralelně několik turbokompresorů samých nebo turboexhaustorových agregátů na společnou potrubní síť, je výhodné urychlení přenosu mezi poruchovými veličinami a regulačními zásahy. To se projevuje příznivě z hlediska paralelního chodu agregátů jak na straně elektrické, tak i na straně pneumatické.

Kromě zvýšení jakosti regulace a bezpečnosti provozu se u velkých soustrojí projeví znatelně i úspora energie vzhledem k tomu, že se stroje nevzdalují od optimálních pracovních bodů tak daleko, jako v příkladech bez využití vynálezu.

Příklad konkrétního provedení způsobu regulace výkonu nebo otáček motoru, pohánějícího turbokompresor nebo turboexhaustor, je znázorněn na připojeném výkresu. Na obr. 1 je příklad omezovací regulace příkonu synchronního motoru, pohánějícího turbokompresor. Na obr. 2 je obdobný příklad, u kterého se navíc transformovaná řídicí veličina derivuje na pomocnou řídicí veličinu, která se jednostrannou špičkovou detekcí převádí na přídavnou složku žádané hodnoty regulované veličiny.

První příklad znázorňuje omezovací regulaci příkonu synchronního elektromotoru, pohánějícího turbokompresor. Z tlaku  $p_1$  stlačovaného média v sání turbokompresoru, z tlaku  $p_2$  tohoto média ve výtlaku kompresoru a z posuvací konstanty  $K$  se vytvoří řídicí veličina  $F_1$  jako posunutá součtová lineární kombinace

$$F_1 = a.p_1 + b.p_2 + K$$

kde

$F_1$  je řídicí veličina  
 $p_1$  je tlak v sání turbokompresoru  
 $p_2$  je tlak ve výtlaku turbokompresoru  
 $a, b$  jsou váhové konstanty  
 $K$  je posuvací konstanta.

Řídicí veličina  $F_1$  se zpracovává proporcionálně s jednostranným omezením na transformovanou řídicí veličinu  $F_2$ , která se využívá jako přídatná vstupní veličina pro polohový servomechanismus 2, ovládající regulační orgán 3. Hlavní vstupní veličina pro tento servomechanismus 3 je výstupní veličina z regulátoru 1.

Nastane-li porucha ustáleného režimu např. vzrůstem tlaku  $p_1$  v sání turbokompresoru, změní se rovněž řídicí veličina  $F_1$ , jak ukazuje rovnice. Je-li přitom výchozí pracovní bod nelineárního převodníku 2 v proporcionální části jeho charakteristiky, mění se též transformovaná řídicí veličina  $F_2$ .

V důsledku toho se na druhém vstupu 22 servomechanismu 2 mění přídatná vstupní veličina, která je vlastně transformovaná řídicí veličina  $F_2$ , a regulační orgán 3 se prostřednictvím servomechanismu 2 začne pohybovat ve směru kompenzačního působení proti dané poruše, aniž se znatelně změní regulovaná veličina  $\varphi$ .

Tím se regulační zásah urychlí proti případu, že by větev, ve které se vytváří transformovaná řídicí veličina  $F_2$ , polohového servomechanismu 2 byla vynechána.

Výsledkem je podstatně vyšší jakost regulačního pochodu. Velikost posuvací konstanty  $K$  se nastaví ručně tak, aby bod zlomu charakteristiky nelineárního převodníku 2 byl v poloze určené požadavkem, aby přídatná regulační větev, v níž se vytváří transformovaná řídicí veličina  $F_2$ , nezasahovala, pokud je výkon motoru v oblasti, kde má být regulace výkonu mimo činnost.

Ve druhém příkladu konkrétního provedení (obr. 2) se vytváří z tlaku  $p_1$  v sání turbokompresoru a z tlaku  $p_2$  ve výtlaku turbokompresoru, jakož i z posuvací konstanty  $K$ , řídicí veličina  $F_1$  podle stejného vztahu jako v prvním případě. Rovněž transformovaná řídicí veličina  $F_2$  se vytváří proporcionálním přenosem s jednosměrným omezením jako v předchozím případě.

Tato transformovaná řídicí veličina  $F_2$  se derivuje v derivačním členu 6, čímž vzniká pomocná řídicí jednotka  $F_3$ . Tato pomocná řídicí jednotka  $F_3$  se jednostrannou špičkovou detekcí ve špičkovém detektoru 7 převádí na přídatnou složku  $\varphi_p$  žádané hodnoty  $\varphi_w$  regulované veličiny  $\varphi$ .

Na první vstup 11 regulátoru 1 se pak přivádí regulovaná veličina  $\varphi$ , na druhý vstup 12 regulátoru 1 se přivádí žádaná hodnota  $\varphi_w$  regulované veličiny  $\varphi$  a na třetí vstup 13 regulátoru 1 se přivádí přídatná složka  $\varphi_p$  žádané hodnoty  $\varphi_w$  regulované veličiny  $\varphi$ .

Přitom se špičková detekce provádí tak, že přídatná složka  $\varphi_p$  žádané hodnoty  $\varphi_w$  regulované veličiny  $\varphi$  je rovna nebo větší než absolutní hodnota pomocné řídicí veličiny  $F_3$  a pokud je absolutní hodnota pomocné řídicí veličiny  $F_3$  menší než okamžitá absolutní hodnota přídatné složky  $\varphi_p$  žádané hodnoty  $\varphi_w$  regulované veličiny  $\varphi$ , pak se tato přídatná složka  $\varphi_p$  žádané hodnoty  $\varphi_w$  regulované veličiny  $\varphi$  s časem anuluje.

Nastane-li např. porucha ustáleného režimu vzrůstem tlaku  $p_1$  v sání turbokompresoru, změní se prakticky se zanedbatelným zpožděním výstupní signál z nelineárního převodníku 2. Výstupním signálem se transformovaná řídicí veličina  $F_2$ , jež se mění jedině v tom případě, pokud byl počáteční pracovní bod nelineárního převodníku 2 v proporcionální části jeho charakteristiky, stejně jako tomu bylo v prvním příkladu (obr. 1).

Změna transformované řídicí veličiny  $F_2$  se v derivačním členu 6 derivuje se zpožděním prvního řádu a příslušná změna pomocné řídicí veličiny  $F_3$  se přenesse přes špičkový detektor 7 a vznikne přechodný posuv žádané hodnoty  $\varphi_w$  regulované veličiny  $\varphi$  prostřednictvím její přidavné složky  $\varphi_p$ .

Tento přechodný posuv způsobí, že regulační orgán 3 zasáhne kompenzačně proti působení poruchy režimu dříve, než by tomu bylo bez použití přidavné vazby, které zajišťuje následující operace: vážený součet sumátorem 4, proporcionální přenos s jednostranným omezením nelineárním převodníkem 5, derivaci se zpožděním derivačním členem 6 a špičkovou detekci špičkovým detektorem 7.

Vynálezu se využije u turbokompresorů nebo turboexhaustorů poháněných synchronním motorem, parní turbínou nebo jiným motorem s proměnnými otáčkami, např. spalovací turbínou nebo stejnosměrným elektromotorem.

Ve všech těchto případech se užitím vynálezu zkracuje přenosová cesta mezi tlakovým režimem turbokompresoru nebo turboexhaustoru a výstupní regulovanou veličinou, kterou jsou otáčky agregátu nebo příkon motoru.

Vynálezu se využije i u systémů, kde pracuje paralelně několik turbokompresorových nebo turboexhaustorových agregátů na společnou potrubní síť.

#### P R E D M Ě T V Y N Á L E Z U

Způsob regulace výkonu nebo otáček motoru, pohánějícího turbokompresor nebo turboexhaustor, vyznačující se tím, že se vytvoří řídicí veličina ( $F_1$ ), která je monotónní funkcí veličin úměrných měřeným tlakům ( $p_1$ ,  $p_2$ ) v místech průtočného traktu, obsahujícího turbokompresor nebo turboexhaustor, přičemž tato řídicí veličina ( $F_1$ ) se zpracovává nelineárně a takto získaná transformovaná veličina ( $F_2$ ) se využívá jako přidavná vstupní veličina polohového servomechanismu, ovládajícího regulační orgán a/nebo se tato transformovaná řídicí veličina dynamicky zpracovává, např. derivuje, na pomocnou řídicí veličinu ( $F_3$ ), která se jednostrannou špičkovou detekcí převádí na přidavnou složku ( $\varphi_p$ ) žádané hodnoty ( $\varphi_w$ ) regulované veličiny ( $\varphi$ ).

1 list výkresů

