



URZĄD
PATENTOWY
PRL

Patent dodatkowy
do patentu nr _____

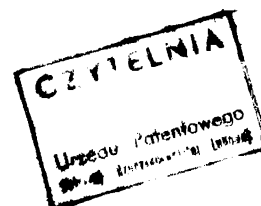
Zgłoszono: 84 05 29 (P. 247906)

Pierwszeństwo: 83 05 30 Szwajcaria

Zgłoszenie ogłoszono: 85 03 12

Opis patentowy opublikowano: 89 05 31

Int. Cl.⁴ F16K 31/122
F01D 17/20



Twórca wynalazku: _____

Uprawniony z patentu: BBC Aktiengesellschaft Brown, Boveri und Cie,
Baden (Szwajcaria)

Elektrohydrauliczny napęd nastawnika do zaworów turbiny

Przedmiotem wynalazku jest elektrohydrauliczny napęd nastawnika do zaworów turbiny, składający się zasadniczo z zaworu nastawczego, zaworu szybkozamykającego i układu hydraulicznego zasilania.

Zasilanie zespołów napędowych nastawnika w poszczególnych zaworach turbiny w energię hydrauliczną realizuje się przez centralny hydrauliczny układ zasilania, który składa się z centralnego zbiornika cieczy hydraulicznej i przeważnie z szeregu pomp hydraulicznych, pracujących z hydraulicznymi zasobnikami ciśnienia. Do połączenia napędu nastawnika z centralnym hydraulicznym układem zasilania konieczne jest więc użycie co najmniej dwóch przewodów rurowych, przy czym jeden przewód rurowy przejmuje zasilanie napędu nastawnika ciśnieniową cieczą hydrauliczną, natomiast drugi przewód rurowy zwraca ciecz hydrauliczną, odpływającą przy obciążaniu hydraulicznych części konstrukcyjnych, do centralnego zbiornika cieczy hydraulicznej. W celu uzyskania napędów nastawnika bardziej odpornych na zanieczyszczenia korzystnie stosuje się stosunkowo niskie ciśnienia robocze, co z kolei zmusza do stosowania dużych zbiorników olejowych.

Jeżeli dąży się do obsługi wszystkich napędów nastawnika turbiny z jednego centralnego hydraulicznego układu zasilania, wówczas urządzenie zawiera celowo wiele długich przewodów olejowych. W celu zapewnienia dobrego przenoszenia energii hydraulicznej, konieczne jest poniesienie dużych nakładów na rozplanowanie, konstrukcję i konserwację tych przewodów rurowych. W przypadku długich przewodów, poza wahaniami i wartościami szczytowymi ciśnienia, należy uwzględnić zwłaszcza obciążenia wynikające z wydłużeń termicznych. W końcu należy uwzględnić istniejące zagrożenie pożarem w obszarze termicznym, wynikające z przerwania przewodów. Zagrożenie pożarowe można zredukować przez zastosowanie rur dwuściankowych, jednakże powoduje to również powstawanie znacznych problemów odnośnie układania rur i odpowiedniego dostępu do nich. Przy ochronie przeciwpożarowej można również rozważyć możliwość zastosowania trudnopalnych cieczy hydraulicznych. Tego rodzaju cieczy hydrauliczne są jednak kosztowne, ze względu na ich niewielką odporność na starzenie konieczne jest stosowanie układu regeneracyjnego, jak najdokładniejsze przestrzeganie instrukcji dostawców, a z powodu oddziaływania termicznego są w dużym stopniu narażone na rozkład.

Wyżej wymienione niedogodności są wyeliminowane przez rozwiązania znane z europejskich opisów patentowych EP 0 040 732 A1 i EP 0 040 737 A1, według których dzięki włączeniu hydraulicznego układu zasilania do napędu nastawnika wyeliminowane są problemy z przewodami hydraulicznymi i związane z nimi nakłady.

Niedogodności tego układu polegają na tym, że do każdego napędu nastawnika należy przyporządkować oddzielny hydrauliczny układ zasilania. W przypadku zastosowania w turbinie dużej ilości zaworów szybkozamykających i zaworów nastawczych należy użyć odpowiednio dużej ilości hydraulicznych układów zasilania, co jest związane z dużymi nakładami materialnymi.

Ponieważ każdy hydrauliczny układ zasilania stanowi samodzielną jednostkę, w przypadku wyłączenia pompy hydraulicznej należy umieścić drugą pomocniczą pompę hydrauliczną, napędzaną przez drugi silnik elektryczny. Dzięki temu uzyskuje się wprawdzie skuteczne działanie napędu nastawnika, jednakże powoduje odpowiednie zwiększenie objętości konstrukcji i kosztów hydraulicznego układu zasilania.

Z tych samych względów hydrauliczny zasobnik ciśnieniowy musi być podzielony na co najmniej dwa zasobniki częściowe, przy czym objętość zasobników ciśnieniowych jest tak obliczona, że również w momencie wyłączenia zasobnika częściowego pozostaje odpowiednia ilość cieczy hydraulicznej do uruchomienia hydraulicznego siłownika nastawczego. Konsekwencją tego jest również zwiększenie objętości konstrukcji i kosztów hydraulicznych układu zasilania.

W świetle tego stanu rzeczy jest wątpliwe, czy żądane zmniejszenie objętości konstrukcji hydraulicznego układu zasilania — o ile ma on być włączony z napędem nastawnika w zwarty blok napędowy, umieszczony na obudowie zaworu — jest w ogóle osiągalne w przedstawionych ramach. Ponadto wibracje spowodowane pracą zaworów, zwłaszcza przy następujących po sobie w krótkich odstępach czasu zmianach obciążenia, są przenoszone na czułe elementy układu hydraulicznego zasilania. Zmniejsza się znacznie żywotność tych elementów, co powoduje powstawanie zakłóceń pracy układu.

Zadaniem wynalazku jest wyeliminowanie wymienionych niedogodności i opracowanie elektrohydraulicznego napędu nastawnika do zaworów turbiny, który z jednej strony odpowiada wysokim wymaganiom dotyczącym siły nastawiania i prędkości nastawiania, a z drugiej strony unika problemów, związanych z przenoszeniem energii hydraulicznej.

Zadanie to według wynalazku rozwiązano dzięki elektrohydraulicznemu napędowi nastawnika, w którym do każdego zaworu wlotowego turbiny jest przyporządkowany co najmniej jeden zawór nastawczy i co najmniej jeden zawór szybkozamykający, których zespoły napędowe są jednakowo ukształtowane i są połączone w jedną zwartą jednostkę napędową, umieszczoną na obudowie zaworu, przy czym zespoły napędowe są przyłączone parami do usytuowanego bezpośrednio obok układu hydraulicznego zasilania i są sterowane przez objętościowo regulowaną jednostkę przenoszenia oleju, włączoną do układu hydraulicznego zasilania.

Zaletą rozwiązania elektrohydraulicznego napędu nastawnika według wynalazku jest to, że bez problemu można umieścić zawór nastawczy i zawór szybkozamykający przy każdym zaworze wlotowym turbiny, z punktu widzenia koniecznego do tego celu i stojącego do dyspozycji miejsca. Dzięki jednakowemu ukształtowaniu obydwu zespołów napędowych bezproblemowa jest ich wymiana.

Dalszą zaletą rozwiązania według wynalazku jest to, że jeden układ hydraulicznego zasilania obsługuje jeden zawór nastawczy i szybkozamykający. Dzięki temu, że układ hydraulicznego zasilania nie jest ograniczony przestrzenią, może być skonstruowany w prosty sposób i taniej.

Ponadto dalsza zaleta rozwiązania polega na tym, że układ hydraulicznego zasilania zawiera objętościowo regulowaną jednostkę przenoszenia oleju, która dostarcza odpowiedniej ilości oleju do zasilania zaworu nastawczego. Do jednostki przenoszenia oleju należy również pompa pomocnicza, która dostarcza cieczy hydraulicznej do zasilania zaworu szybkozamykającego, jak również dla zaworu elektrohydraulicznego i siłownika przestawnego w jednostce pompy nastawnej. Zużycie energii jest minimalne, również pompa nastawna dostarcza jedynie takiej ilości cieczy i takiego ciśnienia, jakie są wymagane przez zawór nastawczy.

Przedmiot wynalazku jest uwidoczniony w przykładzie wykonania na podstawie schematycznego rysunku, na którym przedstawiono elektrohydrauliczny napęd nastawnika do zaworów turbiny, dla zaworu nastawczego i szybkozamykającego.

Jak wynika z rysunku, elektrohydrauliczny napęd nastawnika do zaworów turbiny składa się zasadniczo z układu hydraulicznego zasilania **1**, jednostki przenoszenia oleju **2** i dwóch jednakowo ukształtowanych zespołów napędowych **3, 4**, sterujących zaworem szybkozamykającym **29** i zaworem nastawczym **30**. Po uruchomieniu silnika **17** pompa pomocnicza **15**, włączona do jednostki przenoszenia oleju **2** i pompa nastawna **16** przenoszą olej ze zbiornika **6** przewodami **32** lub **33**. Pompa pomocnicza **15** zaopatruje zawór elektrohydrauliczny **10** w olej, przy czym przed zaworem wbudowany jest filtr **8**. Jednocześnie zespół napędowy **4** jest zasilany w olej przez dławik **9** i przewód **34**, po czym otwiera się zawór szybkozamykający **29**. Dzięki temu olej przepływa przez dławik **22a** do komory tłokowej siłownika przestawnego **21a**. Sprężyna **35a** zostaje ściśnięta. Olej pozostały w przestrzeni sprężyny wypływa przez odpływ **24** do zbiornika **6**. Zabezpieczenie pompy **15** przed nadmiernym ciśnieniem przejmuje zawór ograniczający ciśnienie **7** i odpływ **24**.

Jeżeli zawór szybkozamykający **29** całkowicie się otworzy, wówczas zawór nastawczy **30** reguluje ilością pary, wpływającą do turbiny przewodem parowym **26**. Natomiast pompa nastawna **16** przewodem **37** zasila zespół napędowy **33** w olej. Dynamika otwarcia zaworu nastawczego **30** nie różni się od dynamiki otwarcia zaworu szybkozamykającego **29**, to znaczy komora tłokowa siłownika przestawnego **21** jest zasilana przez dławik **22**, po czym sprężyna **35** zostaje ściśnięta i pozostała reszta oleju może wypłynąć do zbiornika odpływem **24**.

Stopień otwarcia zaworu nastawczego **30** jest sygnalizowany zaworowi elektrohydraulicznemu **10** przez elektryczną wartość zadaną **27**. Wartość przestawienia, podana do siłownika przestawnego **18** powoduje zmianę ilości cieczy przenoszonej przez pompę nastawną **16**, po czym komora tłokowa siłownika przestawnego **21** jest zasilana dodatkowo olejem i zawór przestawny **30** przyjmuje skutek tego odpowiednio nowe położenie otwarcia. Żądany stopień otwarcia zaworu nastawczego **30** zostaje zachowany, jeżeli w członie porównującym **36** sygnał powrotny **28**, pochodzący z podajnika sprzężenia zwrotnego **5** jest stale porównywany z wartością zadaną **27**. Różnica powstająca między wartością zadaną a wartością rzeczywistą jest sygnalizowana elektrohydraulicznemu zaworowi **10**. Przy zbyt dużym otwarciu zaworu nastawczego **30** zamyka się siłownik przestawny **18** pod wpływem siły sprężyny. Pompa nastawna **16** przenosi odpowiednio mniej cieczy; nadmiar oleju z siłownika przestawnego **18** płynie do zaworu elektrohydraulicznego **10**, a stamtąd do zbiornika **6**. Zabezpieczenie pompy nastawnej **16** przed nadmiernym ciśnieniem przejmuje zawór ograniczający ciśnienie **11** i jego odpływ **24**.

Jeżeli zawór nastawczy **30** jest całkowicie otwarty, nastawia się maksymalne ciśnienie, określone przez zawór ograniczający ciśnienie **11**, przy czym nastawione ciśnienie zaworu ograniczającego ciśnienie **11** jest co najmniej sumą siły ciśnień i siły sprężyny siłownika przestawnego **21**. W ten sposób wrzeciono zaworu nastawczego jest ciągle obciążone. Aby zapobiec temu silnemu obciążeniu, włączony zostaje zawór drogowy **13**, a ciśnienie obniża się do momentu równowagi z wartością określoną w zaworze ograniczającym ciśnienie **14**. Nadmiar oleju jest zawracany do zbiornika **6** przez odpływ **24**. Przed zaworem drogowym **13** w kierunku ku dołowi jest wbudowany jeszcze jeden filtr **12**.

Przy szybkim spadku obciążenia turbiny włącza się wzmacniacz odpływu **19** i otwiera się. Przewodem obejściowym **31** do przestrzeni sprężyny siłownika przestawnego **21** wpływa olej, sprężony w komorze tłokowej, a stamtąd odpływem **24** do zbiornika **6**. Aby pompy **15, 16** podczas pracy przy stałym obciążeniu mogły przenosić korzystnie minimalną ilość oleju do ich ochłodzenia, zastosowano dławiki **23, 23a**, które zapewniają recyrkulację.

Przy szybkim zamykaniu otwierają się zawory dwudrogowe **20, 20a**, sterowane sygnałami elektrycznymi **38, 38a**. Jednocześnie otwierają się wzmacniacze odpływu **19, 19a**. Dzięki temu olej z komór tłokowych może przepływać natychmiast przez przewody obejściowe **31, 31a** do przestrzeni sprężyny siłowników przestawnych **21, 21a** i stamtąd wypływać przez otwarte już zawory dwudrogowe **20, 20a** odpływem **24**. Informacja dotycząca zamknięcia jest jednocześnie przeniesiona przez elektryczną wartość zadaną **27**. Przenoszenie pomp **15, 16** spada do zera.

Zastrzeżenie patentowe

Elektrohydrauliczny napęd nastawnika do zaworów turbiny, składający się zasadniczo z zaworu nastawczego, zaworu szybkozamykającego i układu hydraulicznego zasilania, **znamienny tym**, że do każdego zaworu wlotowego turbiny jest przyporządkowany co najmniej jeden zawór nastawczy (30) i co najmniej jeden zawór szybkozamykający (29), których zespoły napędowe (3, 4) są jednakowo ukształtowane i są połączone w jedną zwartą jednostkę napędową, umieszczoną na obudowie zaworu, przy czym zespoły napędowe (3, 4) są przyłączone parami do usytuowanego bezpośrednio obok układu hydraulicznego zasilania (1) i są sterowane przez objętościowo regulowaną jednostkę (2) przenoszenia oleju, włączoną do układu hydraulicznego zasilania.

