

Żuraw pokładowy z kompensacją nurzania

Czesław Dymarski

1. Wprowadzenie

W okresie ostatnich kilku dziesięcioleci nastąpił dynamiczny postęp w zakresie nowych metod i urządzeń do przeładunku towarów jednostkowych między obiektami będącymi w ruchu względem siebie. W przypadku przeładunków na morzu, postęp ten jest spowodowany rozwojem technologii materiałowej i jednocześnie gwałtowną ekspansją przemysłu *offshore* oraz żeglugi pasażerskiej i floty wojennej.

Przemysł *offshore*, związany głównie z poszukiwaniem i pozyskiwaniem podziemnych surowców mineralnych, a następnie z ich przeładunkiem i transportem, odgrywa kluczową rolę w rozwoju nowych, coraz doskonalszych urządzeń przeładunkowych. Chodzi tu głównie o zapewnienie ich bezpiecznego i niezawodnego działania w szerokim zakresie zmian warunków pogodowych i morskich, w tym zwłaszcza falowania, prędkości wiatru i prądów morskich. Od operacji przeładunkowych zależy bowiem bezpieczeństwo i efektywność tych wymienionych, bardzo kosztownych przedsięwzięć.

Rozwój nowoczesnej żeglugi pasażerskiej, przy jednoczesnym znacznym wzroście wymagań co do bezpieczeństwa, również w istotny sposób przyczynił się do udoskonalenia specyficznej odmiany urządzeń przeładunkowych przeznaczonych do opuszczania na wodę łodzi i tratw ratunkowych z ludźmi, a także do opuszczania i podnoszenia z wody łodzi ratowniczych. Przepisy towarzystw klasyfikacyjnych wymagają, by urządzenia te zapewniły bezpieczną ewakuację wszystkich ludzi z zagrożonego statku w warunkach jego przechyłu na burtę do 20° i przegłębienia do 10° przy braku zasilania energetycznego z siłowni. Specyfikę rozwiązań konstrukcyjnych i układów napędu i sterowania tych urządzeń przedstawiono w pracach [1, 2 i 4].

Również okręty współczesnej floty wojennej wyposaża się w urządzenia do

przeładunku na morzu między okrętami, często będącymi w ruchu, różnych towarów, w tym także amunicji i materiałów wybuchowych. W zależności od stopnia trudności spełnienia stawianych wymagań różny jest stopień złożoności zarówno rozwiązania konstrukcyjnego, jak i układu napędu i sterowania tych urządzeń.

Należy zaznaczyć, że pewną wspólną cechą urządzeń przeładunkowych przeznaczonych do realizacji jednego z trzech wymienionych wyżej celów jest stosowanie w nich układów do stabilizowania ruchu przemieszczanego ładunku, dzięki którym w znacznym stopniu ogranicza się wartość działających na niego dynamicznych obciążeń podczas pracy na wzburzonej morzu.

W pracy przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne oraz napęd i sterowanie jednego z takich żurawii przewidzianego do zainstalowania na okręcie i przeznaczonego do przeładunku między innymi towarów niebezpiecznych [3].

2. Główne założenia projektowe żurawia

Główne wymagania i parametry techniczne żurawia zostały narzucone przez armatora okrętu. Są one następujące:

- wysięg maksymalny – 6 m;
- wysięg minimalny – 1,5 m;
- wysokość podnoszenia – 15 m;
- udźwig żurawia przy maksymalnym wysięgu – 20 kN;
- długość żurawia w pozycji rejsowej (złożonej) – 5 m;
- maksymalna wysokość żurawia nad pokładem (w pozycji złożonej) – 1,27 m;
- zmiana wysięgu wychylno-teleskopowa możliwa w całym zakresie obciążenia;
- całkowity kąt obrotu żurawia – 360°;
- napęd i sterowanie żurawia – hydrauliczne;
- dopuszczalna temperatura powietrza podczas pracy żurawia – od -20 do +35°C;

Streszczenie: W referacie przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne oraz schemat napędu i sterowania hydraulicznego żurawia pokładowego możliwych do wykorzystania np. przy przeładunku na morzu towarów jednostkowych, w tym także niebezpiecznych. Wymienione uwarunkowania i dodatkowe wymagania dotyczące warunków pracy oraz parametrów geometrycznych, w tym bardzo ograniczonej wysokości żurawia, miały decydujący wpływ na jego konstrukcję i kinematykę, a także na zastosowany układ napędu i sterowania. Bardzo istotną funkcją tego układu jest stabilizowanie ruchów ładunku i tym samym ograniczenie działających na niego dynamicznych obciążeń podczas pracy żurawia na wzburzonej morzu.

DECK CRANE WITH HEAVE COMPENSATOR

Abstract: This paper presents the design solution and schema of hydraulic drive and control systems of the deck crane destined for transshipment at sea of unit loads including also dangerous loads. These conditions and additional requirements regarding working conditions and geometrical parameters, including a very limited height of the crane had a decisive influence on the structure and kinematics, as well as the applied drive and control system. A very important feature of this system is stabilisation of the load movement, thus reducing the dynamic loads during operation of the crane on a stormy sea.

- stan morza – max. 4 – co odpowiada wysokości fali do 2,5 m;
- wiatr – 5 w skali Beauforta – co odpowiada prędkości wiatru $V = (8-10,7)$ m/s;

- amplituda kołysań bocznych okrętu – $\pm 15^\circ$;
- okres kołysań bocznych – 7 s;
- amplituda kołysań wzdłużnych okrętu – $\pm 10^\circ$;
- okres kołysań wzdłużnych – 10 s.

3. Konstrukcja i opis techniczny zaprojektowanego żurawia

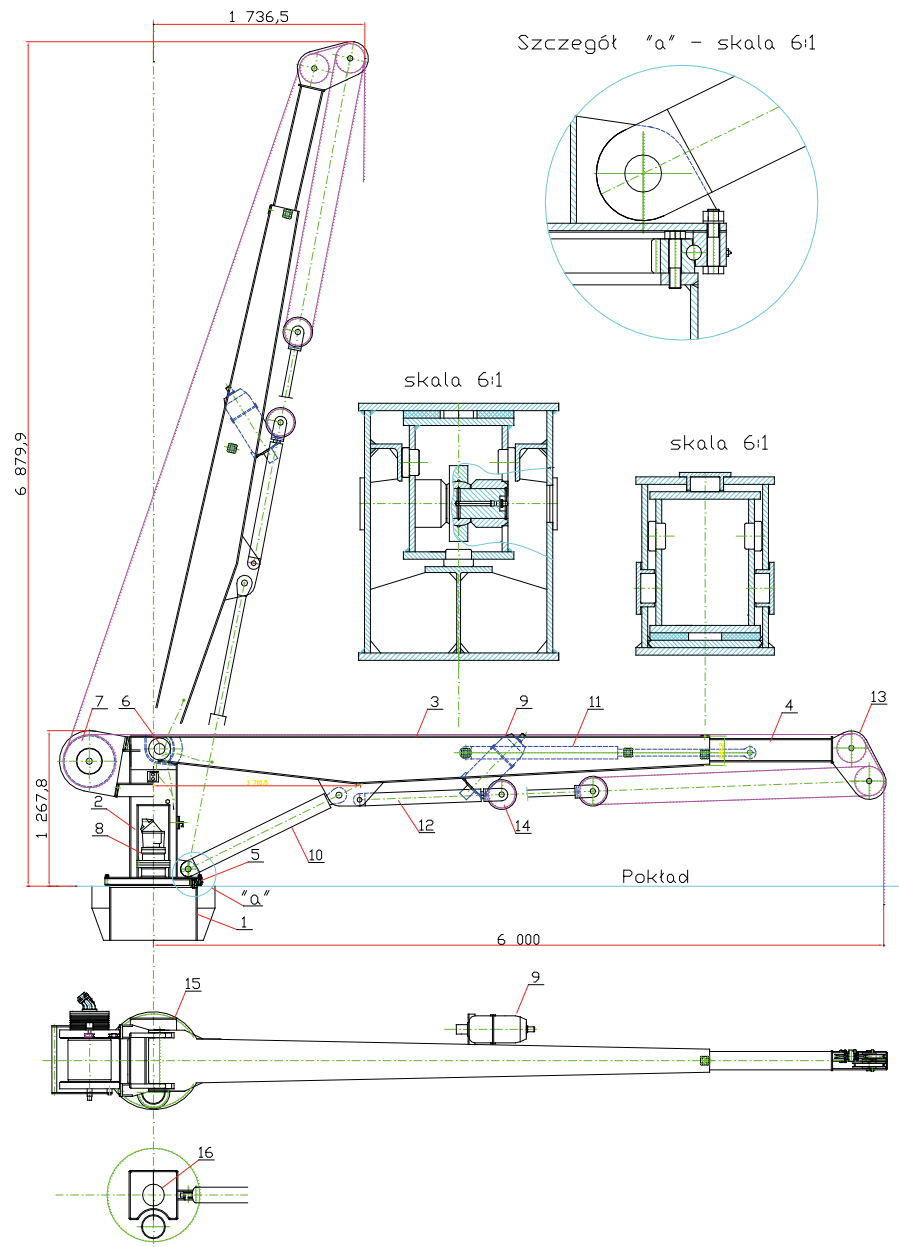
Przedstawione w poprzednim rozdziale założenia projektowe umożliwiły wstępne wyznaczenie obciążeń statycznych działających na ważniejsze węzły konstrukcyjne żurawia. Następnie dla odpowiednich przyjętych prędkości ruchów ładunku, wywołanych działaniem poszczególnych mechanizmów oraz ruchem okrętu na fali, wyznaczono wartości maksymalnych przyspieszeń i sił masowych działających na ładunek i konstrukcję żurawia. Pozwoliło to wykonać obliczenia wytrzymałościowe zarówno węzłów konstrukcyjnych, jak i zespołów napędowych poszczególnych mechanizmów żurawia oraz dobrać odpowiednie elementy napędu hydraulicznego tych zespołów.

Kolejnym krokiem było wykonanie rysunku złożeniowego żurawia z ukazaniem rozmieszczenia podstawowych zespołów i mechanizmów, zapewniającego spełnienie wymaganej kinematyki i poprawnego działania w założonych warunkach pracy.

Na rys. 1 przedstawiono uproszczony nieco rysunek złożeniowy żurawia w dwóch skrajnych położeniach wysięgnika w widoku z boku i z góry, z naniesieniem ważniejszych wymiarów i oznaczeń głównych zespołów i elementów żurawia.

Żuraw zamocowany jest na fundamencie (1), który w postaci rury z kołnierzem w górnej części przyspawany jest do pokładu i biegnących pod pokładem wręgów i pokładników.

Do kołnierza fundamentu przymocowany jest śrubami pierścień wewnętrzny łożyska wieńcowego (5) z uzębieniem wewnętrznym. Z kolei do pierścienia zewnętrznego łożyska wieńcowego przymocowany jest kołnierz kolumny obrotowej (2) żurawia. Kolumna ta jest skrzyniową konstrukcją spawaną o przekroju zbliżonym do kwadratowego. W kołnierzu kolumny, przy bocznej ścianie, osadzona jest redukcyjna przekładnia planetarna (8) z hamulcem

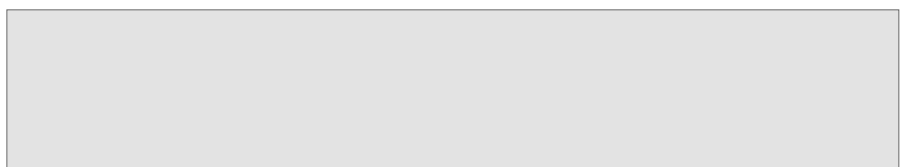


Rys. 1. Żuraw pokładowy w dwóch położeniach skrajnych wychylnego wysięgnika i z wysuniętym wysięgnikiem teleskopowym. Oznaczenia: 1 – fundament; 2 – kolumna obrotowa; 3 – wysięgnik wychylny; 4 – wysięgnik teleskopowy; 5 – zespół łożyska wieńcowego; 6 – przegub wysięgnika; 7 – wciągarka linowa; 8 – silnik hydrauliczny z przekładnią planetarną mechanizmu obrotu; 9 – akumulator hydrauliczno-gazowy; 10 – siłownik wysięgnika wychylnego; 11 – siłownik wysięgnika teleskopowego; 12 – siłownik amortyzatora; 13 – zblozce trzech krążków linowych; 14 – krążek linowy siłownika amortyzatora; 15 – skrzynka z pulpitem sterowania hydraulicznego; 16 – hydrauliczne czterodrogowe przejście obrotowe

zwalnianym hydraulicznie i z silnikiem hydraulicznym. Koło zębate na wale wyjściowym z przekładni współpracuje

z nieruchomym kołem zębatym łożyska wieńcowego, dzięki czemu uruchomienie silnika powoduje obrót kolum-

reklama



ny żurawia. Cały ten zespół stanowi mechanizm obrotu żurawia. W dolnej przedniej części kolumny spawane są ucha do osadzenia sworzni siłownika (10) mechanizmu wychylania wysięgnika głównego. W górnej części kolumny znajdują się podobne, ale większe ucha do przegubowego połączenia jej z głównym wysięgnikiem wychylnym (3). W górnej tylnej części kolumny znajdują się łapy do zamocowania wciągarki linowej (7), zaś na drugiej bocznej ścianie umieszczona jest skrzynka z pulpitem sterowania hydraulicznego. Miejsce zamocowania wciągarki nie jest typowe ani korzystne dla żurawia z wychylnym wysięgnikiem, ale w tym przypadku było podyktowane ograniczoną wysokością całkowitą żurawia w stanie rejsowym. Wciągarka napędzana jest silnikiem hydraulicznym o stałej chłonności na obrót wału poprzez przekładnię planetarną umieszczoną wewnątrz bębna linowego. Między silnikiem a przekładnią wbudowany jest wielopłytkowy hamulec zwalniany hydraulicznie.

Główny wysięgnik (3), stanowiący spawaną konstrukcję skrzyniową, połączony jest wychylnie z kolumną i w podobny sposób połączony jest w środkowej dolnej części z tłoczyskiem siłownika hydraulicznego (10). Siłownik ten umożliwia wychylanie wysięgnika głównego w zakresie kąta $\sim 77^\circ$, a tym samym zmiany wysięgu. Tak realizowana zmiana wysięgu jest ograniczona skokiem siłownika. Ruch tłoka siłownika do obu krańcowych położenia wysięgnika jest tłumiony, co zabezpiecza mechanizm przed nadmiernymi obciążeniami dynamicznymi. Wewnątrz końcowej zbieżnej części wysięgnika przyspawane są trzy prowadnice, na których osadzony jest przesuwany na poliamidowych płytkach ślizgowych wysięgnik teleskopowy (4), przemieszczany za pomocą siłownika hydraulicznego (11).

Wysięgnik teleskopowy (4) jest skrzyniową konstrukcją spawaną o stałym przekroju prostokątnym, zakończoną kołnierzem prostokątnym, do którego przyspawana jest część nokowa. Część nokową stanowi zblocze stałe składające się z trzech równolegle usytuowanych blach, między którymi znajdują się trzy krążki linowe. W celu zwiększenia sprawności układu kompensacji nurza-

nia i kołysania okrętu na fali, a tym samym redukcji obciążeń dynamicznych w linie, krążki linowe są ułożyskowane tocznie. Wysięgnik w części skrzyniowej połączony jest przegubowo z uchem tłoczyska siłownika (11). Sposób połączenia przegubowego tego siłownika z wysięgnikiem głównym pokazano na rys. 1, na przekroju poprzecznym wysięgnika przedstawionym w skali 6:1.

Pod wysięgnikiem głównym zamocowany jest przegubowo siłownik hydrauliczny (12), który – połączony krótkim przewodem z akumulatorem gazowo-hydraulicznym (9) zamocowanym na bocznej ścianie wysięgnika – stanowi zespół kompensatora biernego, nazywanego także amortyzatorem dynamicznych obciążeń w linie. Koniec cylindra od strony tłoczyska zabezpieczony jest luźną obejmą przed opadaniem w przypadku braku ładunku na haku. Na końcu tłoczyska zamocowano specjalne ucho z krążkiem linowym tak, by lina po przejściu przez dwa krążki na noku wysięgnika biegła przez ten krążek i ponownie wracała na trzeci krążek na noku, napinając w ten sposób tłoczysko siłownika. Wartość siły napinającej, starającej się wyciągnąć tłoczysko z cylindra, jest praktycznie dwukrotnie większa od zawieszoności na linie ciężaru ładunku i haka. Również przyrost długości liny jest dwukrotnie większy od skoku siłownika. Zastosowane rozwiązanie nie jest przypadkowe i cechuje się istotnymi zaletami. Po pierwsze, jednorodne naprężenia rozciągające w tłoczysku są korzystne i mogą być znacznie większe niż przy ściskaniu, co pozwala zmniejszyć jego średnicę i masę. Po drugie, robocza, tłoczyskowa komora siłownika o mniejszej powierzchni czynnej tłoka pozwala stosować ciśnienia robocze oleju relatywnie wysokie, zbliżone do nominalnych dla siłowników, dzięki czemu również akumulator może być mniejszy. Ciśnienie załadowania akumulatora jest tak dobrane, by w przypadku wzrostu siły w linie powyżej wartości nominalnej rozpoczął się proces wysuwania tłoczyska z cylindra. Założono, że pełne wysunięcie powinno nastąpić przy wzroście obciążenia poniżej 1,5 nominalnego. Należy zaznaczyć, że zmniejszenie tego przeciążenia wiąże się z koniecznością zwiększenia pojemności akumulatora.

Wewnątrz kolumny, w osi obrotu żurawia, znajduje się czterodrogowe przejście obrotowe, łączące hydraulicznie blok zaworowy pulpitu sterowania hydraulicznego z zespołem zasilania hydraulicznego umieszczonego oddzielnie na pokładzie okrętu obok żurawia.

4. Układ napędu i sterowania hydraulicznego żurawia

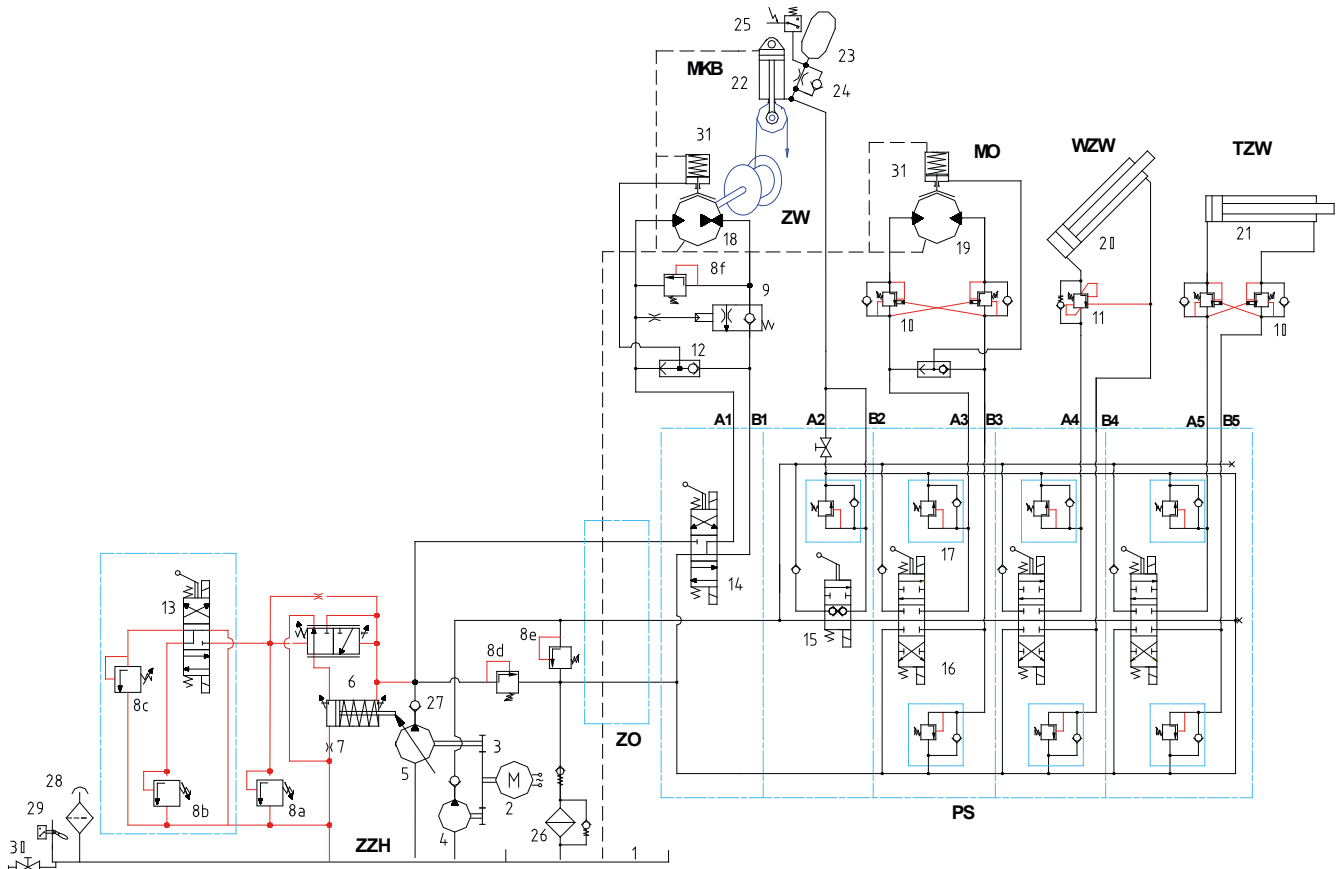
Schemat ideowy układu napędu i sterowania żurawia przedstawiono na rys. 2.

W układzie tym można wyróżnić następujące zespoły:

- zasilania hydraulicznego – ZZH;
- czterodrogowego hydraulicznego przejścia obrotowego – ZO;
- pulpitu sterowania hydraulicznego – PS;
- wciągarki linowej – ZW;
- kompensatora biernego – MKB;
- mechanizmu obrotu żurawia – MO;
- mechanizmu wychylnej zmiany wysięgu – WZW;
- mechanizmu teleskopowej zmiany wysięgu – TZW.

4.1. Zespół zasilania hydraulicznego – ZZH

Ze względu na bardzo niską kolumnę obrotową żurawia i wynikającą z tego ograniczoną przestrzeń wewnątrz niej, zespół zasilania hydraulicznego umieszczony jest oddzielnie na pokładzie w pobliżu żurawia. W skład zespołu wchodzi zbiornik (1) wraz z wyposażeniem oraz podzespół pompy. Wyposażenie zbiornika stanowią filtry: spływowy i wlewowy, czujniki: temperatury i poziomu oleju oraz zawór spustowy. Podzespół pompy zamocowany do pokrywy zbiornika składa się z dwóch pomp (4) i (5) napędzanych przez przekładnię zębatą (3) silnikiem elektrycznym (2) oraz bloku sterowania. Jedną z tych pomp (4), zębatą o uzębieniu wewnętrznym, jest o stałej wydajności i służy do zasilania wszystkich odbiorników oprócz wciągarki linowej. Druga pompa (5) jest wielotłoczkową pompą o zmiennej wydajności. Pompa ta wyposażona jest w regulator stałego ciśnienia. Zawór przelewowy (8a) w podzespole regulatora służy do zadawania ciśnienia sterującego dla warunków podnoszenia ładunków o nominalnej masie. Do regulatora dołączony jest dodatkowy blok zaworowy dla



Rys. 2. Schemat ideowy układu napędu i sterowania hydraulicznego żurawia. Oznaczenia: ZZH – zespół zasilania hydraulicznego; ZO – hydrauliczne czterodrogowe przejście obrotowe; PS – pulpit sterowania hydraulicznego; ZW – zespół wciągarki; MKB – mechanizm kompensacji biegniej; MO – mechanizm obrotu; WZW – mechanizm wychylnej zmiany wysięgu; TZW – mechanizm teleskopowej zmiany wysięgu; 1 – zbiornik oleju; 2 – silnik elektryczny; 3 – przekładnia zębata; 4 – pompa o stałej wydajności; 5 – pompa o zmiennej wydajności; 6 – regulator stałego ciśnienia; 7 – zawór dławiący; 8a–8f – zawory przelewowe; 9 – zawór hamulcowy; 10 – bliźniaczy zawór hamulcowy; 11 – zawór hamulcowy; 12 – zawór przełączający ciśnieniowy; 13 i 14 – czterodrogowe rozdzielacze trójpołożeniowe; 15 – czterodrogowy rozdzielacz dwupołożeniowy; 16 – sześciodrogowe rozdzielacze trójpołożeniowe; 17 – zawór przelewowy z zaworem zwrotnym; 18 – silnik hydrauliczny wciągarki; 19 – silnik hydrauliczny mechanizmu obrotu; 20 – siłownik hydrauliczny wysięgnika głównego; 21 – siłownik hydrauliczny wysięgnika teleskopowego; 22 – siłownik hydrauliczny kompensatora; 23 – akumulator hydrauliczno-gazowy kompensatora; 24 – zawór zwrotno-dławiący; 25 – przełącznik ciśnienia; 26 – filtr oleju; 27 – zawór zwrotny; 28 – filtr wlewowy; 29 – przełącznik poziomu oleju; 30 – zawór odcinający spustowy; 31 – zwalnik hamulca

zwiększenia możliwości szybkiej zmiany wartości ciśnienia sterowania. Poprzez zdalne lub lokalne przesterowanie rozdzielacza (13) można uzyskać dwie dodatkowe wartości ciśnienia sterującego, odpowiadającego ciśnieniu otwarcia zaworów przelewowych (8b) lub (8c), a tym samym odpowiednie wartości ciśnienia roboczego pompy. Jeden z tych zaworów ustawiony jest na niskie ciśnienie takie, by możliwe było opuszczanie ładunków o różnej masie, a także podnoszenie pustego haka, oraz by podczas pracy silnika i innych odbiorników przy unieruchomionej wciągarcie ciśnienie tłoczenia pompy było relatywnie niskie. Ostatni z wymienionych stanów pracy realizowany jest automatycznie poprzez

elektryczne sterowanie rozdzielacza (13) zależnie od rozdzielacza (14). Każdorazowo przesterowanie rozdzielacza (14) w położenie środkowe powoduje przesterowanie rozdzielacza (13) w położenie odpowiadające niskiemu ciśnieniu sterowania. Drugi z wymienionych zaworów służy do ustawiania ciśnienia roboczego pompy dla ładunków o ciężarze innym od nominalnego obciążenia.

4.2. Zespół czterodrogowego hydraulicznego przejścia obrotowego – ZO

Zastosowane w żurawiu czterodrogowe przejście obrotowe zapewnia ciągłe połączenie hydrauliczne zespołu zasilania hydraulicznego z blokiem zaworów

umieszczonym na pulpicie sterowniczym następujących przewodów:

- zasilania zespołu wciągarki linowej;
- zasilania pozostałych odbiorników mocy;
- powrotnego;
- drenażowego (przecieków).

Przewody hydrauliczne od zespołu zasilania do fundamentu żurawia i połączonej z nim wewnętrznej części przejścia obrotowego poprowadzone są pod pokładem. W wymienionej, wewnętrznej części przejścia obrotowego znajduje się osiowy przelotowy otwór, z umieszczonym w nim kablem elektrycznym, którym poprzez zamocowane wyżej elektryczne przejście obrotowe zasilane są urządzenia sterujące.

4.3. Zespół pulpitu sterowania hydraulicznego – PS

W skład zespołu pulpitu sterowania hydraulicznego wchodzi pięć następujących bloków z rozdzielaczem i ewentualnie z zaworami przelewowymi wraz z zaworami zwrotnymi:

- trójpołożeniowy rozdzielacz (14) wciągarki linowej sterowany ręcznie proporcjonalnie lub elektromagnetycznie;
- dwupołożeniowy rozdzielacz (15) sterowany ręcznie lub elektromagnetycznie do dopełniania olejem akumulatora biernego kompensatora wraz z zaworem przelewowym i zwrotnym (17);
- trzy trójpołożeniowe rozdzielacze (16) sterowane ręcznie proporcjonalnie lub elektromagnetycznie wraz z dwoma zaworami przelewowymi i zwrotnymi (17) do zasilania mechanizmów: obrotu oraz wychylnej i teleskopowej zmiany wysięgu.

Sterowanie pracy żurawia może odbywać się z dwóch stanowisk:

- lokalnego – przy pomocy dźwigni rozdzielaczy umieszczonych na kolumnie żurawia;
- zdalnego elektrycznego – przy pomocy kasy prętośnej w zakresie odległości do 10 m (kaseca strugoszczelna o stopniu ochrony IP56).

4.4. Zespół wciągarki – ZW

Zespół ten obejmuje silnik hydrauliczny (18) oraz zwalniać (31) hamulca wciągarki i blok zaworowy, w którym znajdują się:

- zawór przelewowy (8) ograniczający maksymalne ciśnienie, a tym samym uciąg wciągarki;
- zawór hamulcowy (9);
- zawór przełączający ciśnieniowy, przesyłający sygnał zwalniania hamulców.

4.5. Zespół kompensatora biernego – ZKB

Zespół kompensatora biernego składa się z:

- siłownika (22) z tłumionym dojściem do skrajnych położań;
- akumulatora hydrauliczno-gazowego (23);
- zaworu zwrotno-dławiącego (24);
- przekaźnika ciśnienia (25), który zależnie od wartości ciśnienia w akumulatorze załącza lub odłącza od zasilania

elektrycznego cewkę rozdzielacza (15) tak, aby wartość tego ciśnienia utrzymywać ciągle na odpowiednim poziomie.

Działanie tego kompensatora nie jest tak płynne i dokładne, jak to ma miejsce podczas podnoszenia ładunku, gdy silnik wciągarki zasilany jest z pompy z regulatorem stałego ciśnienia. Wynika to głównie ze strat mechaniczno-hydraulicznych tego zespołu i zmiany kierunku ruchu tłoka siłownika przy zmianie wartości obciążenia. Ponadto z uwagi na ograniczoną pojemność akumulatora pochylanie nieliniowej charakterystyki zmian ciśnienia jest z reguły znacznie większe niż regulatora stałego ciśnienia. Niemniej jednak kompensator ten dobrze spełnia swoją rolę podczas gwałtownych zmian obciążenia, np. podczas raptownego zahamowania opuszczanego ładunku.

4.6. Zespół mechanizmu obrotu – MO

Zespół ten jest typowy, stosowany w żurawach obrotowych, i składa się z:

- silnika hydraulicznego wielotłoczkowego o stałej chłonności na obrót wału (19), napędzającego – poprzez planetarną przekładnię zębatą z wbudowanym hamulcem (31) – zębnik współpracujący z wieńcem zębatym łożyska wieńcowego;
- dwóch bliźniaczych zaworów hamulcowych;
- zaworu przełączającego ciśnieniowego.

4.7. Zespół mechanizmu wychylnej zmiany wysięgu – WZW

Zespół ten, podobnie jak poprzedni, jest typowy dla tego typu mechanizmu i składa się z siłownika (20) oraz zaworu hamulcowego (9) umieszczonego na gałęzi zasilającej beztłoczkową komorę siłownika.

4.8. Zespół teleskopowej zmiany wysięgu – TZW


W zespole tym zastosowano siłownik i zawory hamulcowe tego samego typu, co w zespole WZW. Zawory hamulcowe dano na obu gałęziach zasilania siłownika ze względu na znaczne wartości dopuszczalnych kątów kołysań okrętu podczas przeładunku, by zapobiec samoczynnemu wysuwaniu się wysięgnika wewnętrznego.

5. Uwagi końcowe

Zaprezentowany żuraw nie został do tej pory wykonany i trudno jest ocenić skuteczność i dokładność jego działania. Niemniej jednak poruszone tu zagadnienia rozwiązań konstrukcyjnych oraz układów napędu i sterowania elektrohydraulicznego żurawi pokładowych są przedmiotem prowadzonych prac projektowo-badawczych w Katedrze Mechatroniki Morskiej Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Część z nich dotyczy modelowania pracy oraz wyznaczania parametrów ruchu i obciążeń dynamicznych działających na ładunek oraz konstrukcję żurawia i na jego mechanizmy z uwzględnieniem podatności konstrukcji i charakterystyk elementów układu napędu i sterowania. Mam nadzieję, że w najbliższej przyszłości będziemy mogli przedstawić pierwsze wyniki symulacji komputerowych pracy tego typu żurawia, a może także wyniki prób zdawczych gotowego żurawia u jego producenta.

Literatura

- [1] DYMARSKI CZ., KRASKOWSKI M., SPERSKI M.: *Investigation of motion of the lifeboat lowered from ship's deck*. „Polish Maritime Research”, No. 3(84)/2006, Vol. 13.
- [2] DYMARSKI CZ.: *A concept of drive and control system of a novel device for people evacuating from large passenger ships*. „Polish Maritime Research”, No. 4(67)/2010, Vol. 17.
- [3] DYMARSKI CZ.: *Projekt koncepcyjny i wstępny żurawia pokładowego ZOW 2,0-6,0/1,5-1,27 do przeładunku towarów niebezpiecznych*. Projekt zrealizowany na zlecenie firmy FAMA Sp. z o.o. – 2010.
- [4] DYMARSKI P., DYMARSKI CZ.: *Computational model for simulation of lifeboat motions during its launching from ship in rough seas*. „Polish Maritime Research”, No. 3(75)/2012, Vol. 19.

 prof. dr hab. inż. Czesław Dymarski – Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, e-mail: cpdymars@pg.gda.pl

artykuł recenzowany