

MODELOWANIE DYNAMIKI RUROCIĄGÓW OFFSHORE INSTALOWANYCH METODĄ J-LAY

Marek SZCZOTKA*

*Katedra Informatyki Stosowanej, Wydział Zarządzania i Informatyki, Akademia Techniczno-Humanistyczna,
ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała

mszczotka@ath.bielsko.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono model matematyczny umożliwiający analizę dynamiki procesu układania rur na dnie morskim przy określonym falowaniu. W procesie dyskretyzacji rurociągu wykorzystano metodę sztywnych elementów skończonych. Proponowane sformułowanie bazuje na uwzględnieniu sił wewnętrznych, spowodowanych odkształceniami materiału i uwzględnieniu ich w równaniach ruchu jako sił zewnętrznych. Pozwala to na stosowanie nieliniowych charakterystyk materiałowych w przypadku wystąpienia odkształceń plastycznych. Zakładano kinematyczne wymuszenie ruchu jednostki pływającej, na której zamontowane są urządzenia do instalowania rurociągów. W modelu zasymulowano oddziaływanie dna oraz wody na elementy skończone. Stosowano zależności empiryczne, opracowane dla elementów smukłych. Wyniki symulacji przedstawiają poziom sił generowanych w trakcie układania rurociągów oraz wpływ falowania i prądów morskich na zachowanie się układu.

1. WSTĘP

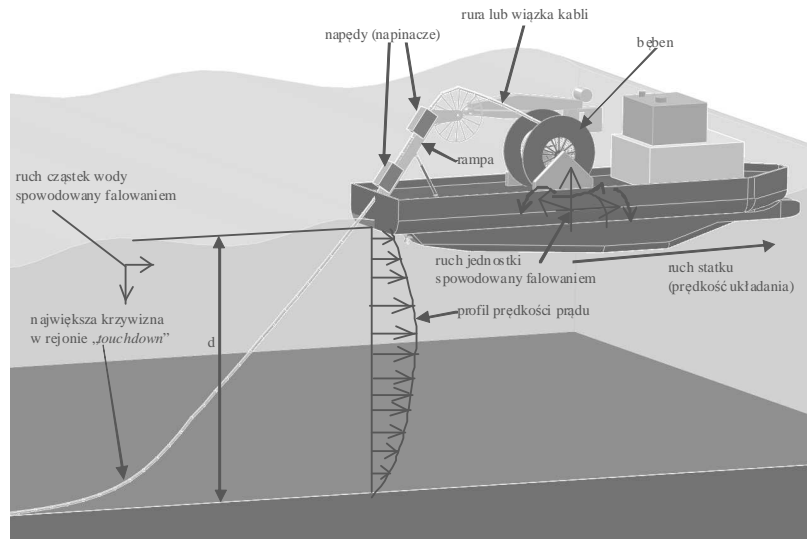
W wyniku postępującego procesu eksploatacji zasobów naturalnych występujących pod dnem morskim, wykonywanych jest wiele instalacji podwodnych. Większość z nich związana jest bezpośrednio z wydobywaniem i przetwórstwem ropy naftowej i gazu. W prawie każdej inwestycji, infrastruktura podwodnych pól naftowych i gazowych, wymaga różnego rodzaju ciągów transportowych, komunikacyjnych, zasilających. W licznych przypadkach dodatkowe instalacje służą zapobieganiu skraplaniu się gazu lub innych zasobów, co ma miejsce zwłaszcza w obszarach arktycznych. Wymaga to kładzenia dodatkowych rur, którymi przesyła się do odwiertów odpowiednie płyny techniczne. Oprócz sieci transportującej ropę czy gaz z odwiertów do jednostek magazynujących i przetwarzających (może to być platforma, jednostka FPSO, stacja na lądzie), stosuje się dużogabarytowe średnice rur do transportowania gotowego surowca do miejsca odbioru u klienta. Do największych podwodnych rurociągów zalicza się uruchomiony w 2007 roku rurociąg łączący Nyhamen w Norwegii z Easington w Wielkiej Brytanii, o średnicy 42 i 44 cali i długości ponad 1200 km. Ciśnienie robocze może wynosić 250 bar w północnym odcinku, oraz 150 bar na końcu rurociągu w stacji odbiorczej. Do instalacji rur i kabli używa się specjalistycznych jednostek pływających (Guo i inni, 2005; Palmer i King, 2004).

Analizę sił w trakcie odwijania rur z bębna w czasie kładzenia rur w warunkach falowania, przedstawiono w pracy Szczotka i innych (2007). Rurociąg dyskretyzowano metodą SES (sztywnych elementów skończonych), rozpatrując zagadnienie quasi-statyczne dla elementów rury i równanie dynamiki bębna. Pełny model dynamiki urządzenia wraz z dynamiką rurociągu oraz podatną rampą prowadzącą, a także aktywnym układem sterowania napędu

bębna, przedstawiono w pracy Szczotka (2010). We wspomnianej publikacji do symulacji pracy urządzenia z układem aktywnym zastosowano sztuczną sieć neuronową, celem zastąpienia dyskretnego modelu rury. Pozwoliło to na zachowanie nieliniowego charakteru modelowanego układu z jednoczesnym zapewnieniem obliczeń w czasie rzeczywistym. W niniejszym artykule skoncentrowano się na modelu umożliwiającym symulację układania rury na dnie morza. Zagadnienia związane z dynamiką rury na odcinku pomiędzy bębniem a napinaczem nie są analizowane, gdyż mają znikomy wpływ na ruch rury opuszczającej jednostkę. Dzieje się tak dzięki napinaczom, które kontrolują ruch (prędkość układania) rurociągu.

Do modelowania zjawisk towarzyszących układaniu rurociągów używa się najczęściej metody elementów skończonych (Bai i Bai, 2005). Stosuje się elementy belkowe lub specjalizowane elementy typu PIPE, uwzględniające duże przemieszczenia i nieliniowe związki materiałowe. Są one w bibliotekach standardowych programów typu ANSYS czy ABAQUS. Obok programów MES ogólnego przeznaczenia, istnieje szereg dedykowanych systemów, np. PIPE, PONDUS, ORCAFLEX, OFFPIPE, RIFLEX, które mają tę zaletę, iż posiadają specjalistyczne moduły implementujące kryteria i wytyczne międzynarodowych towarzystw klasyfikacyjnych czy typowe scenariusze stosowane w praktyce instalacji offshore. Stąd wynika ich duża popularność w praktyce projektowej.

Metoda sztywnych elementów skończonych jest stosowana głównie w Polsce. Swoje źródła wywodzi z przemysłu okrętowego (Kruszewski, 1971) i przez niemal czterdzieści lat doczekała się wielu zastosowań i kilku opracowań monograficznych, których przegląd można znaleźć w pracy Wittbrodta i innych (2006). W niniejszej i kilku innych pracach z powodzeniem stosowano ją do modelowania zagadnień związanych z instalacjami rurociągów typu *offshore*.



Rys. 1. Statek układający rurę metodą J-lay

Zbudowano zarówno płaski model analizowanego układu (model I) jak i jego przestrzenną wersję (model II). Dzięki odpowiednim przekształceniom oraz uniknięciu konieczności rozwiązywania układu równań algebraicznych do wyznaczenia przyspieszeń, oba modele cechują się wysoką wydajnością obliczeniową. Uwzględnia się siły hydrodynamiczne oddziałujące na elementy skończone, jak również empiryczny model opisujący dno morskie. Przedstawiono również porównanie wyników obliczeń uzyskanych metodą SES z wynikami metody MES (pakiet ANSYS) dla układu testowego (riser). Symulowano wpływ falowania na ruch jego elementów. Następnie przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń dotyczących procesu instalowania rurociągów w warunkach falowania morskiego oraz sformułowano wnioski.

2. MODELE MATEMATYCZNE

Schemat układu do układania rur offshore'owych metodą J-lay przedstawiono na Rys. 1. Głównymi elementami systemu są:

- jednostka pływająca;
- znacznych rozmiarów bęben, na który nawinięta jest rura lub inna wiązka (kable, przewody zasilające);
- rampa prowadząca wraz z kołem prowadzącym i urządzeniem prostującym rurę (w przypadku kładzenia metodą J-lay), lub struktura podtrzymująca (ang. *stinger*), dla układu S-lay;
- układ napędowy, kontrolujący siłę naciągu rury (jeśli występuje rampa);
- zestaw mechanizmów kontrolujących naciąg rury (ang. *tensioners*), mocowanych na rampie prowadzącej (w przypadku J-lay) lub bezpośrednio w pokładzie statku (jeśli urządzenie służy do kładzenia metodą S-lay).

2.1. Opis falowania i ruchu jednostki pływającej

Statek jest modelowany jako bryła sztywna posiadająca trzy (w modelu I) lub sześć (w modelu II) stopni swobody.

Ruch jednostki jest wymuszony kinematycznie, uwzględniając parametry rzeczywistego obiektu opisanego za pomocą funkcji przejścia RAO (*Response Amplitude Operators*), Rawson i Tupper (2001). Zarówno dla płaskiego jak i przestrzennego modelu, ruch statku przyjmowano według zależności:

$$\mathbf{q}_D = f(t) \cdot \Psi(t, x), \quad (1)$$

gdzie: $f(t)$ jest funkcją symulującą proces formowania się fali, $\Psi(t, x)$ określa ruch statku, t – czas,

$$\mathbf{q}_D = \begin{cases} \begin{bmatrix} x^{(D)} & y^{(D)} & z^{(D)} & \psi^{(D)} & \theta^{(D)} & \varphi^{(D)} \end{bmatrix}^T & \text{w modelu II,} \\ \begin{bmatrix} x^{(D)} & y^{(D)} & \theta^{(D)} \end{bmatrix}^T & \text{w modelu I,} \end{cases}$$

x jest współrzędną określającą położenie statku względem przyjętego układu bezwładnościowego.

Funkcja $f(t)$ umożliwia symulację narastania falowania od równowagi statycznej układu w chwili $t = 0$, do falowania o założonych parametrach w chwili $t = T_f$:

$$f(t) = \begin{cases} 1, & t > T_f \\ a_f t^5 + b_f t^4 + c_f t^3, & 0 \leq t \leq T_f, \end{cases} \quad (2)$$

gdzie: a_f, b_f, c_f są współczynnikami wyznaczonymi z prostych zależności uzupełnionych o odpowiednie warunki brzegowe.

Funkcja $\Psi(t, x)$ może być określona jako:

$$\Psi(t, x) = \mathbf{RAO}(\xi(t, x), T_Z) \quad (3)$$

gdzie: \mathbf{RAO} określa funkcje przejścia jednostki pływającej, T_Z jest charakterystycznym okresem falowania,

$$\xi(t, x) = \sum_{j=1}^N A_j \cos(\omega_j t - k_j x + \zeta_j)$$

jest amplitudą fali,

$$N - \text{liczba składowych, } A_j = \sqrt{2 \cdot \Delta\omega \cdot S(\omega_j)}, \quad k_j = \frac{\omega_j^2}{g},$$

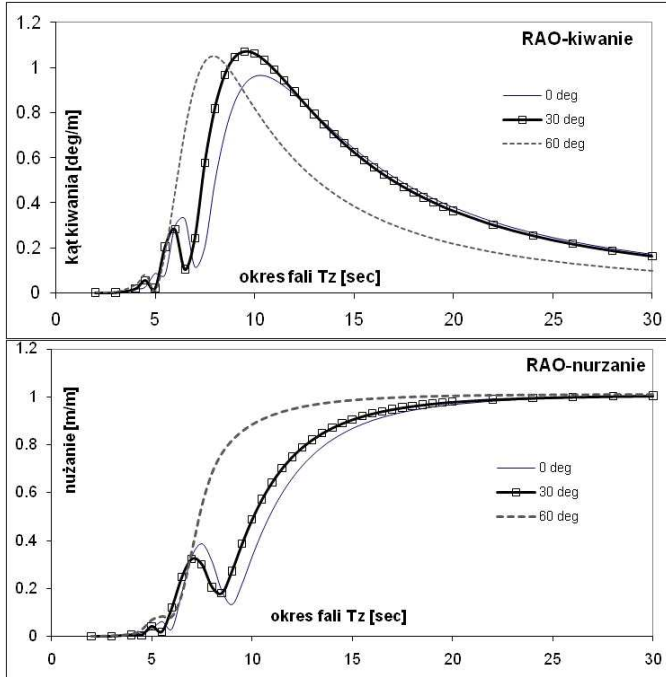
$\Delta\omega = \omega_j - \omega_{j-1}$, $\zeta_j \in \langle 0, 2\pi \rangle$ jest losowym kątem początkowym o jednostajnym rozkładzie gęstości prawdopodobieństwa, $S(\omega)$ - jest gęstością widmową mocy założonego

procesu stochastycznego opisującego falowanie (w pracy zastosowano zależność Pierson-Moskowitz'a do rozkładu

$$\text{energii falowania: } S(\omega) = \frac{5}{16} H_S^2 \omega_p^4 \omega^{-5} \exp\left(-\frac{5}{4} \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^4\right),$$

$\omega_p = 2\pi/T_Z$, H_S jest charakterystyczną wysokością fali).

Przykładowe przebiegi RAO pokazano na Rys. 2.



Rys. 2. Przykładowe przebiegi RAO dla ruchów kiwania i nurzania dla trzech wartości kąta natarcia fali

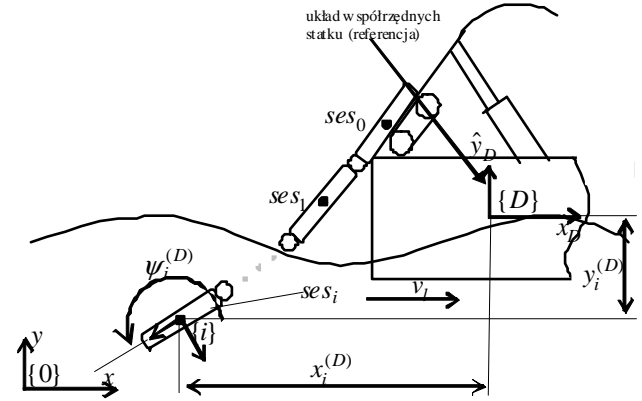
Funkcje RAO umożliwiają oszacowanie ruchu jednostki pływającej dla danych warunków falowania (wysokość fali, okres fali, ustawienie jednostki w stosunku do kierunku propagacji fali). Dla pełnego opisu ruchu w przestrzeni potrzebnych jest sześć różnych funkcji RAO (na Rys. 2 pokazano tylko krzywe używane do określenia przebiegów wymuszeń $z^{(D)}$ oraz $\theta^{(D)}$). Z przebiegów RAO można wyznaczyć amplitudy ruchu jednostki oraz kąty przesunięcia fazowego pomiędzy falą a odpowiedzią jednostki dla każdego stopnia swobody. Funkcje RAO są generowane przez specjalistyczne oprogramowanie (np. WAMIT, VERES) lub mogą być otrzymywane w warunkach laboratoryjnych poprzez wykonanie modelu statku w skali i przeprowadzeniu pomiarów w specjalnych basenach (Newman, 1994; Fathi i Hoff, 2004). Przebiegi RAO są podstawowym narzędziem dla osób pracujących przy obsłudze urządzeń (zwłaszcza dźwigów), gdyż odzwierciedlają warunki pracy i obciążenia w czasie wykonywania operacji na morzu.

2.2. Płaski model układu (I)

W modelu tym zakłada się ruch elementów jedynie w płaszczyźnie zawierającej oś podłużną statku. Model pozwala na obliczenie w czasie rzeczywistym sił w ukła-

dzie, stąd zdecydowano się na jego implementację. W praktyce istnieje szereg zastosowań dla prostych, efektywnie numerycznie modeli. Są one przydatne we wstępnej fazie obliczeń, kiedy sprawdza się różne warianty lub optymalizuje konstrukcję.

Dyskretyzacji rury dokonano według klasycznej metody SES, Rys. 3.



Rys. 3. Oznaczenia układów współrzędnych: pokładu {D}, elementu {i}, współrzędne uogólnione ses_i dla modelu (I)

Wektor współrzędnych uogólnionych układu można zapisać jako:

$$\mathbf{q} = \left[\left(\mathbf{q}_I^{(0)} \right)^T \quad \dots \quad \left(\mathbf{q}_I^{(i)} \right)^T \quad \dots \quad \left(\mathbf{q}_I^{(n)} \right)^T \right]^T \quad (4)$$

gdzie: $\mathbf{q}_I^{(i)} = [x_i^{(D)} \quad y_i^{(D)} \quad \psi_i^{(D)}]^T$, n – liczba sztywnych elementów skończonych.

Równania ruchu układu wyprowadzono z równań Lagrange'a drugiego rodzaju. Po uporządkowaniu odpowiednich wyrażeń oraz uwzględnieniu równań więzów w formie przyspieszeniowej, równania ruchu i więzów zapisano w postaci macierzowej jako:

$$\mathbf{A}_I \ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{D}_I \dot{\mathbf{R}}_I = \mathbf{H}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \quad (5)$$

$$\mathbf{D}_I^T \ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{G}_I(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$$

gdzie: $\mathbf{A}_I = \text{diag}\{\mathbf{A}_I^{(0)}, \dots, \mathbf{A}_I^{(n)}\}$, $\mathbf{A}_I^{(i)} = \text{diag}\{m_i, m_i, J_i\}$, m_i, J_i – masa i masowy moment bezwładności ses_i , \mathbf{H} jest wektorem prawych stron równań ruchu (od sił uogólnionych, energii potencjalnej grawitacji, ruchu unoszenia, oddziaływania wody i dna), $\mathbf{D}_I, \mathbf{G}_I$ są macierzami współczynników równań więzów, zależnymi od $t, \mathbf{q}_I, \dot{\mathbf{q}}_I$, wektor reakcji $\mathbf{R}_I = [R_x^{(0)} \quad R_y^{(0)} \quad M^{(0)} \quad R_x^{(n)} \quad R_y^{(n)}]^T$ określa położenie i orientację ses_0 wysuwanego z rampy z zadaną prędkością v_I (składowe $R_x^{(0)} \quad R_y^{(0)} \quad M^{(0)}$) oraz usytuowanie końca rury w dnie, poprzez uwzględnienie połączenia kulistego w elemencie ses_n (składowe $R_x^{(n)} \quad R_y^{(n)}$).

Wykorzystując szczególną postać macierzy mas \mathbf{A}_I , układ równań (5) można przekształcić do postaci nie wymagającej stosowania procedur numerycznych do wyznaczania $\ddot{\mathbf{q}}$ podczas całkowania równań ruchu. Rozwiązują się tylko układ pięciu równań więzów aby wyznaczyć składowe wektora \mathbf{R}_I , co znacznie przyspiesza obliczenia dla dużych n .

2.3 Model przestrzenny (II)

Układ jest podobny do modelu przedstawionego na Rys. 3. Uwzględnia się dodatkowo ruch statku w kierunku normalnym do płaszczyzny jak również kąty obrotu: myszgowania i kołysania (\mathbf{q}_D w (1) posiada sześć składowych). Również elementy skończone mają po sześć stopni swobody w ruchu względem układu odniesienia.

Wektor współrzędnych uogólnionych układu jest określony jak w (4), jeśli podstawić w miejsce $\mathbf{q}_I^{(i)}$ wektor $\mathbf{q}_{II}^{(i)}$ dla $i = 0, \dots, n$:

$$\mathbf{q}_{II}^{(i)} = [x_i^{(D)} \quad y_i^{(D)} \quad z_i^{(D)} \quad \psi_i^{(D)} \quad \theta_i^{(D)} \quad \varphi_i^{(D)}]^T. \quad (6)$$

gdzie: $x_i^{(D)}$ $y_i^{(D)}$ $z_i^{(D)}$ są współrzędnymi środka masy elementu skończonego w $\{D\}$, $\psi_i^{(D)}$, $\theta_i^{(D)}$, $\varphi_i^{(D)}$ są kątami obrotu Eulera układu lokalnego elementu ses_i względem osi układu $\{D\}$.

Równania ruchu układu przestrzennego można zapisać w postaci identycznej do (5), przy czym zmieni się wymiar układu poprzez zmianę rozmiarów macierzy \mathbf{A}_{II} , \mathbf{D}_{II} , \mathbf{G}_{II} oraz wektora nieznanymi reakcji \mathbf{R}_{II} , którego składowe w tym przypadku wynoszą:

$$\mathbf{R}_{II} = \begin{bmatrix} R_x^{(0)} & R_y^{(0)} & R_z^{(0)} & M_x^{(0)} & M_y^{(0)} & M_z^{(0)} \\ R_x^{(n)} & R_y^{(n)} & R_z^{(n)} \end{bmatrix}^T \quad (7)$$

gdzie: $R_x^{(0)}, \dots, M_z^{(0)}$ są reakcjami więzów zapewniającymi założony ruch elementu ses_0 względem pokładu, składowe $R_x^{(n)}, \dots, R_z^{(n)}$ są więzami wynikającymi z połączenia przegubem kulistym końcówki rury z dnem.

Macierz mas \mathbf{A}_{II} ma w przypadku modelu przestrzennego podobną strukturę do macierzy \mathbf{A}_I w (5), przy czym w miejsce $\mathbf{A}_I^{(i)}$ należy przyjąć:

$$\left(\mathbf{A}_{II}^{(i)} \right)_{l,s=1,\dots,6} = tr \left\{ \mathbf{T}_l^{(i)} \mathbf{H}^{(i)} \mathbf{T}_s^{(i)T} \right\} \quad (8)$$

gdzie: $\mathbf{H}^{(i)} = diag\{I_x^{(i)}, I_y^{(i)}, I_z^{(i)}, m^{(i)}\}$ jest macierzą mas elementu ses_i , $I_x^{(i)}, I_y^{(i)}, I_z^{(i)}$ są głównymi centralnymi momentami bezwładności elementu, $m^{(i)}$ – masa elementu,

$$\mathbf{T}^{(i)} = \mathbf{T}_D \cdot \tilde{\mathbf{T}}^{(i)}, \quad \mathbf{T}_j^{(i)} = \frac{\partial \mathbf{T}^{(i)}}{\partial q_j^{(i)}}, \quad \mathbf{T}_D \quad \text{oraz} \quad \tilde{\mathbf{T}}^{(i)} \quad \text{są macierzami}$$

przekształceń jednorodnych dla współrzędnych odpowiednio z układu statku $\{D\}$ do globalnego oraz z układu lokalnego ses_i do układu statku.

Można wykazać, że wystarczy obliczyć tylko cztery zmienne elementy macierzy $\mathbf{A}_{II}^{(i)}$ (pozostałe są zerowe lub stałe). Wartości niezerowych elementów macierzy $\mathbf{A}_{II}^{(i)}$ są identyczne z podanymi w Wittbrodt i inni (2006). Podobnie jak dla układu płaskiego, otrzymuje się specjalną postać globalnej macierzy mas \mathbf{A}_{II} (pasmami diagonalna), w związku z tym wyznaczanie macierzy \mathbf{A}_{II}^{-1} nie następuje trudności. Stąd przyspieszenia układu można obliczyć również za pomocą prostej pętli, bez stosowania procedur numerycznych do rozwiązywania układów równań.

Równania więzów dla obu modeli, zapisano w postaci:

$$-\ddot{\mathbf{r}}_0 - \ddot{\mathbf{R}}^{(0)} \mathbf{r}'_0 = \mathbf{0} \quad (9.1)$$

$$\ddot{\mathbf{\Lambda}}^{(0)} = \ddot{\mathbf{\Lambda}}^{(D)} \quad (9.2)$$

$$\ddot{\mathbf{T}}_D^{-1} \mathbf{r}_G - \ddot{\mathbf{T}}^{(i)} \mathbf{r}'_n = \mathbf{0} \quad (9.3)$$

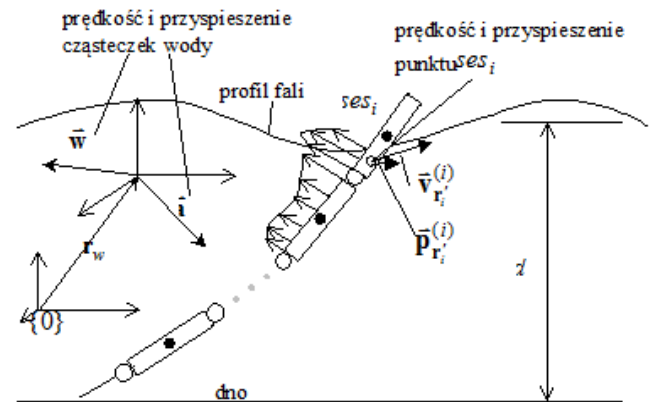
gdzie: $\mathbf{\Lambda}^{(0)} = [\psi_0^{(D)}]$, $\mathbf{\Lambda}^{(D)} = [\psi_D]$ dla modelu (I), $\mathbf{\Lambda}^{(0)} = [\psi_0^{(D)} \quad \theta_0^{(D)} \quad \varphi_0^{(D)}]^T$, $\mathbf{\Lambda}^{(D)} = [\psi_D \quad \theta_D \quad \varphi_D]^T$, w modelu (II), $\mathbf{r}'_0, \mathbf{r}'_n$ określają położenie przegubów kulistych w układach lokalnych odpowiednio ses_0 i ses_n , \mathbf{r}_G jest globalnym wektorem współrzędnych zamocowania końca rury w dnie.

Równania (9) stanowią układ 9-ciu (w przypadku modelu II) lub 5-ciu (dla modelu I) równań algebraicznych, których rozwiązanie jest możliwe po wyznaczeniu macierzy \mathbf{D} , \mathbf{G} oraz wektora \mathbf{H} .

Do całkowania równań dynamiki (5) zastosowano metodę Runge-Kutty IV rzędu ze stałym krokiem całkowania. Stosowanie równań więzów w postaci przyspieszeniowej nie powoduje, w rozpatrywanych modelach, żadnych problemów z naruszaniem więzów.

2.4. Siły hydrodynamiczne i oddziaływanie dna

W modelach dynamicznych struktur offshore, których elementy znajdują się pod powierzchnią wody, należy uwzględnić siły hydrodynamiczne (Rys. 4). Są one zależne od ruchów elementów konstrukcji, jak również ruchu cząsteczek wody a także zależą od kształtu modelowanego obiektu, właściwości powierzchni kontaktujących się z cieczą, parametrów cieczy.



Rys. 4. Siły hydrodynamiczne oddziałujące na rurę w trakcie układania na dnie morza

Zakłada się, że znane są (stosując jedną ze znanych teorii falowania, np. Stokes'a drugiego rzędu) wartości przyspieszeń i prędkości cząsteczek wody w dowolnym punkcie, o współrzędnych będących składowymi wektora pozycji \mathbf{r}_w w układzie inercjalnym:

$$\vec{w} = \vec{w}(t, \mathbf{r}_w, H_S, T_Z, d, \beta) \quad (10.1)$$

$$\vec{a} = \vec{a}(t, \mathbf{r}_w, H_S, T_Z, d, \beta) \quad (10.2)$$

gdzie: \vec{w} , \vec{a} są wektorami prędkości i przyspieszeń cieczy, H_S jest wysokością fali, β jest kątem natarcia fali, d – głębokość akwenu.

Obliczenie prędkości i przyspieszeń dowolnego punktu

rury, pokrywającego się ze współrzędnymi globalnymi określonymi przez \mathbf{r}_w , oznaczonymi jako $\bar{\mathbf{v}}_{\mathbf{r}_i}^{(i)}$ i $\bar{\mathbf{p}}_{\mathbf{r}_i}^{(i)}$, jest prostym przekształceniem jednorodnym (musi być znany wektor współrzędnych uogólnionych $\mathbf{q}^{(i)}$ elementu oraz jego pochodne względem czasu). Siłę oddziaływania hydrodynamicznego pomiędzy cieczą a ciałem (elementem skończonym ses_i), oblicza się z równania:

$$F_{H_k}^{(i)} = \int_0^{l_i} U_k(t, \eta) d\eta \quad (11)$$

gdzie: $U_k(t, \eta) = f(\rho, C_{Ak}, C_{Dk}, D, \Delta w_k, \Delta a_k)$ jest funkcją określającą k -tą składową siły hydrodynamicznej w przekroju rury określonym współrzędną lokalną η wzdłuż osi elementu ses_i , ρ jest gęstością wody, C_{Ak} jest współczynnikiem masy dodanej, C_{Dk} jest współczynnikiem oporu hydrodynamicznego, D jest wymiarem charakterystycznym obiektu, $\Delta w_k = \Theta(\bar{\mathbf{w}} - \bar{\mathbf{v}}_{\mathbf{r}(\eta)}^{(i)})_k$ jest prędkością względną, $\Delta a_k = \Theta(\bar{\mathbf{a}} - \bar{\mathbf{p}}_{\mathbf{r}(\eta)}^{(i)})_k$ jest przyspieszeniem względnym (obie wartości są transformowane do układu lokalnego ses_i za pomocą transformacji jednorodnej Θ), l_i jest długością elementu i .

Siły hydrodynamiczne, wyznaczone według zależności (11), zostały podane po raz pierwszy przez Morison'a i innych (1950). Tak zdefiniowane siły są słuszne dla smukłych elementów, kiedy długość fali $\lambda > 5D$.

Oprócz wymuszeń spowodowanych ruchami unoszenia statku przez falowanie, na elementy układane na dnie oddziałują również siły wywołane przez prądy morskie. Modelowanie tych zjawisk jest trudne, bowiem zależą od pory roku, lokalizacji, ukształtowania dna morskiego i wielu innych czynników. Ponadto profil prędkości może być zaburzony przez turbulencje. W przypadku braku dokładnych danych, można stosować dla celów projektowych normę DNV (2007):

$$\mathbf{v}_c(z) = \mathbf{v}_w(z) + \mathbf{v}_b(z) \quad (12)$$

$$\text{gdzie: } \mathbf{v}_w(z) = \mathbf{v}_w(0) \left(\frac{d_0 + z}{d_0} \right) \text{ dla } -d_0 \leq z \leq 0,$$

$$\mathbf{v}_b(z) = \mathbf{v}_b(0) \left(\frac{d+z}{d} \right)^r,$$

$\mathbf{v}_c(z)$ jest całkowitą prędkością cieczy na głębokości z , $\mathbf{v}_w(0)$ jest prędkością wody na powierzchni spowodowaną wiatrem, wartość d_0 przeważnie przyjmuje się jako $50m$, $\mathbf{v}_b(0)$ jest prędkością prądu na powierzchni swobodnej wywołanego pływami, d – głębokość akwenu, r – parametr określający profil prądu.

Siły oddziaływania dna morskiego są również trudne w opisie ze względu na zmienne w czasie właściwości materiału i niejednorodne dno morskie. W pracy zastosowano jeden z dostępnych modeli dna piaskowego, który pozwala na wyznaczenie siły reakcji R_p następująco, DNV (2006):

$$R_p = \gamma_s B (N_q u_e + 0.5 N_{\gamma} B) \quad (13)$$

gdzie: $u_e = \max(0, u - D/4)$, D – średnica zewnętrzna ruro-

ciągu, u – penetracja dna w kierunku normalnym, γ_s jest ciężarem jednostkowym materiału dna, $B = 2\sqrt{(D-u)u}$ jeśli $u \leq D/2$ lub $B = D$ w przeciwnym wypadku $N_q = \exp(\pi \tan \varphi_s) \tan^2(45 + \varphi_s/2)$, φ_s jest kątem tarcia, $N_{\gamma} = 1,5(N_q - 1) \tan \varphi_s$.

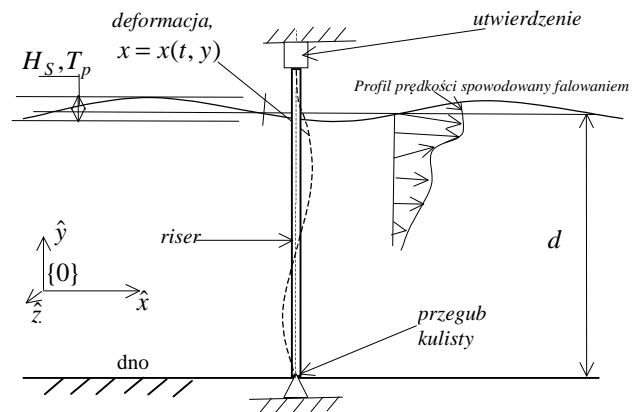
Oprócz wspomnianych sił oddziaływania struktury z wodą i dnem morskim, składowe wektora \mathbf{H} w (5) zawierają także siły uogólnione od sił i momentów zewnętrznych i wewnętrznych, sił grawitacji, wyporu hydrostatycznego, sił odśrodkowych i Coriolisa.

Model matematyczny zaimplementowano w języku C++, tworząc własne oprogramowanie komputerowe RTPV, do analizy dynamiki elementów umieszczanych na dnie morza (kable, rur, riser'ów). Program wyposażono również w graficzny interfejs użytkownika oraz moduł do prezentowania animacji układu w czasie symulacji, zbudowany przy wykorzystaniu biblioteki OpenGL.

3. ZASTOSOWANIE MODELI DO ANALIZY DYNAMIKI RISERÓW I RUROCIĄGÓW

3.1. Uproszczony model riser'a i weryfikacja pośrednia

Program symulacyjny został zweryfikowany pośrednio przez porównanie niektórych wyników obliczeń z identycznymi modelami i obliczeniami w systemie ANSYS. Porównano układ przedstawiony na Rys. 5, składający się z pionowego riser'a, zamocowanego przegubowo w dnie, natomiast drugi koniec został unieruchomiony na pewnej wysokości ponad lustrem wody. Badano wpływ oddziaływania fali na deformacje struktury, zakładając że prędkość propagacji fali pokrywa się z kierunkiem osi \hat{x} . Podstawowe parametry analizowanego układu przedstawiono w Tabeli 1.



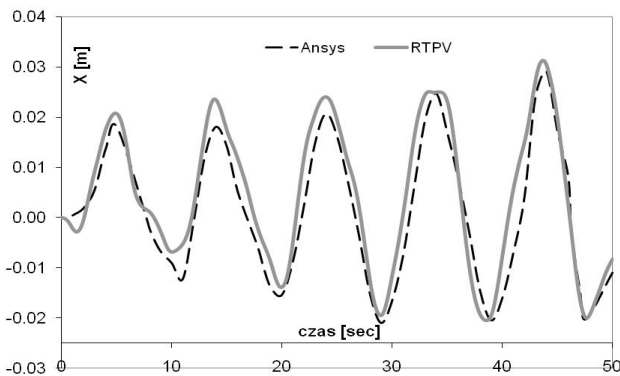
Rys. 5. Weryfikowany układ: pionowy riser zamocowany w dnie, drugi koniec unieruchomiony w prowadnicy

Do symulacji w systemie ANSYS wykorzystano element PIPE288 w połączeniu ze środowiskiem wodnym umożliwiającym analizę sił hydrodynamicznych. Dyskretyzację w systemie ANSYS, jak również we własnym oprogramowaniu RTPV, wykonano zakładając podział riser'a na 100 elementów skończonych.

Tab. 1. Parametry układu (*riser*)

Głębokość	$d = 100m$	Wysokość fali	$H_S = 2m$
Okres fali	$T_S = 10sec$	Średnica	4"
Gr. ścianki	6 mm	Współczynnik	$C_A = 1$
Prąd morski	brak	Współczynnik	$C_D = 1$
Opis fali	Airy/liniowy	Gęstość wody	$1025 \frac{kg}{m^3}$

Na Rys. 6 przedstawiono wyniki analizy dynamiki pionowego układu *riser'a*, pod wpływem sił hydrodynamicznych występujących wskutek działania falowania morza. Przebiegi przedstawiają przemieszczenia przekroju w kierunku osi \hat{x} (pokazanej na Rys. 5) na głębokości 50m. Widoczne różnice wynikają z trudności odwzorowania identycznych warunków w obu programach. Wyniki różnią się o kilkanaście procent, przy czym większe wartości sił hydrodynamicznych uzyskano we własnym oprogramowaniu. Okres i amplituda przemieszczeń po pewnym czasie symulacji są zbieżne.



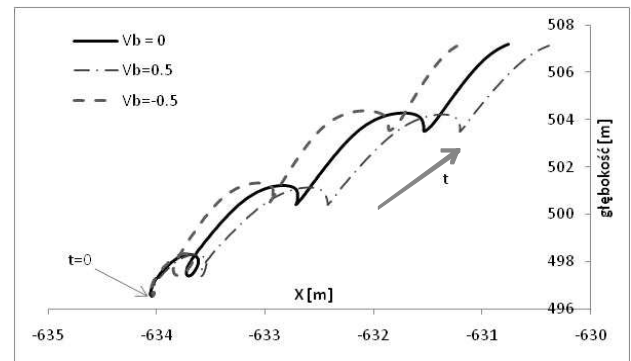
Rys. 6. Przemieszczenie przekroju riser'a w kierunku osi X, (krzywe dla przekroju w połowie długości układu) – porównanie ANSYS i RTPV)

Różnice w początkowej fazie obliczeń mogą wynikać z różnych warunków początkowych w obu programach oraz z przyjętego sposobu narastania falowania i prądów.

3.2. Symulacje układania rurociągu

W tym podrozdziale przedstawiono wyniki symulacji dla procesu układania rury na dnie morza o głębokości 600m. Analizowana długość rurociągu wynosiła około 1000m. Założono parametry fali: $H_S = 1,0m$ i $T_Z = 8sec$. Na Rys. 7 przedstawiono trajektorie środka masy wybranego elementu rury dla trzech różnych wartości prędkości i kierunków oddziaływania prądu wzdłuż osi \hat{x} : $v_b(0) = 0$, $v_b(0) = 0,5 \frac{m}{s}$ oraz $v_b(0) = -0,5 \frac{m}{s}$, przy czym w każdym przypadku zakładano wartość $v_w(0) = 0$. Przyjęto wartość współczynnika r we wzorze (12) równą jedności.

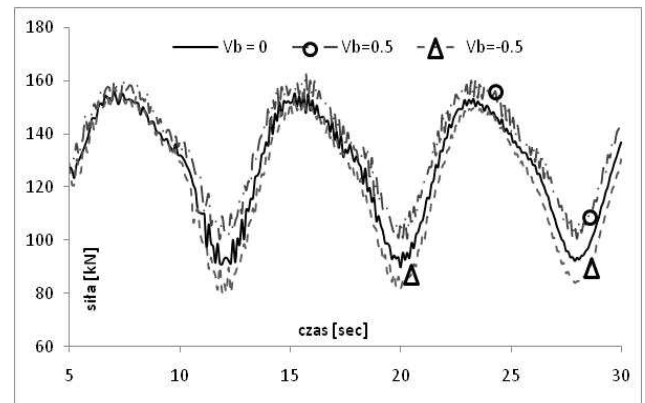
W obliczeniach przyjęto model rurociągu o średnicy 4". Czas symulacji wynosił 30 sekund, prędkość układania rurociągu $0,5 \frac{m}{s}$.



Rys. 7. Współrzędne środka masy elementu SES przy różnych wartościach prędkości prądu

Rys. 8 zestawia przebiegi czasowe siły osiowej dla przekroju rurociągu wysuwanego z rampy statku.

Wyniki zamieszczone na Rys. 7 i 8 obrazują wpływ falowania i prądów morskich na położenie i siły w elementach instalowanej struktury.

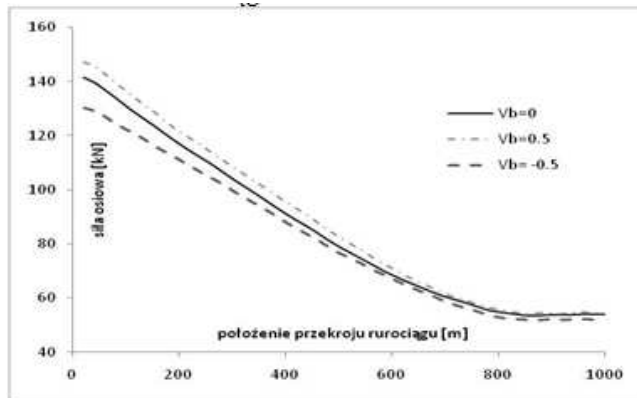


Rys. 8. Siła osiowa w przekroju przy wyjściu z rampy

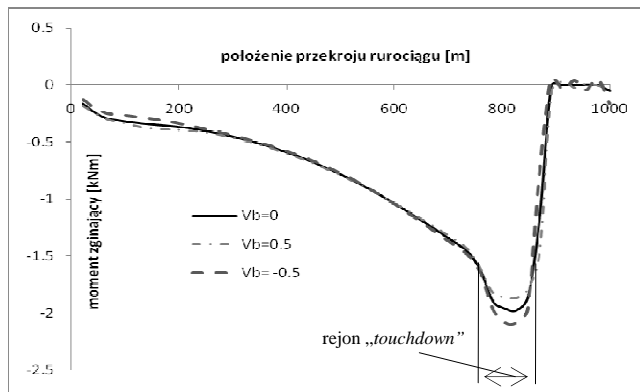
Wielkościami istotnymi dla bezpiecznej instalacji są siła osiowa oraz moment zginający występujący rurociągu. Należy dobrać w odpowiedni sposób siłę naciągu statycznego (kształt „J”) tak, aby naprężenia zginające będące wynikiem krzywizny w miejscu kontaktu z dnem nie zostały przekroczone, a jednocześnie siły dynamiczne nie spowodowały przeciążeń elementów urządzeń zamontowanych na statku. Rys. 9 przedstawia siłę osiową w przekroju rurociągu dla chwili czasowej $t=30sec$ (ostatni krok symulacji), natomiast na Rys. 10 pokazano przebiegi momentów zginających dla wszystkich przekrojów wzdłuż osi rurociągu.

Charakterystyki przedstawione na Rys. 9 i Rys. 10 obrazują typowe rozkłady wartości sił i momentów wzdłuż rurociągu w czasie instalacji na dnie. Największe co do wartości siły występują w części rurociągu, która opuszcza rampę. Jest to spowodowane niezbędnym naciąganiem utrzymywanym podczas instalacji, jak również masą własną rurociągu, która jest znaczna przy kładzeniu na dużych głębokościach. Rozkład momentu zginającego, obliczony wzdłuż osi rury, charakteryzuje się znaczną wartością w rejonie kontaktu z podłożem (dnem). Jak wynika z przebiegu momentów, wpływ założonych prądów morskich nie ma decydującego oddziaływania na charakterystykę momentu zginającego, poza częścią rurociągu w miejscu kontaktu z podłożem.

Przy niekorzystnym kierunku prądu, moment ten może ulec zwiększeniu o kilkanaście procent, co w skrajnych warunkach może doprowadzić do przekroczenia naprężeń i uszkodzenia rurociągu.



Rys. 9. Przebieg sił osiowych w rurociągu dla chwili czasowej $t = 30\text{sec}$, przy różnych wartościach prądów morskich

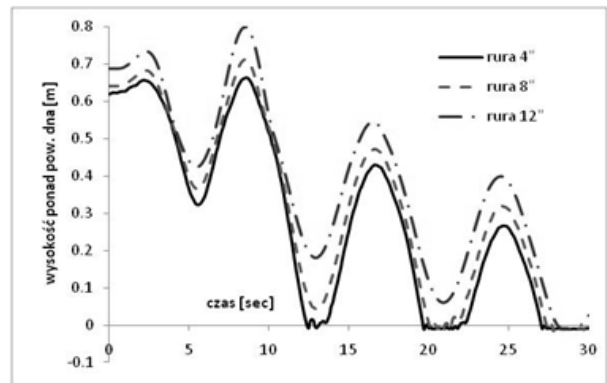


Rys. 10. Przebieg momentu zginającego w rurociągu dla chwili czasowej $t=30\text{ sec}$, przy różnych wartościach prądów morskich

Na pozostałych wykresach przedstawiono niektóre wyniki otrzymane z symulacji dla trzech różnych średnic rurociągów: 4", 8" oraz 12" o podstawowych parametrach podanych w Tabeli 2. Analizowano identyczny układ jak poprzednio, przy czym zakładano brak prądów morskich: $v_b(0) = 0$ i $v_w(0) = 0$.

Tab. 2. Podstawowe parametry analizowanych rurociągów

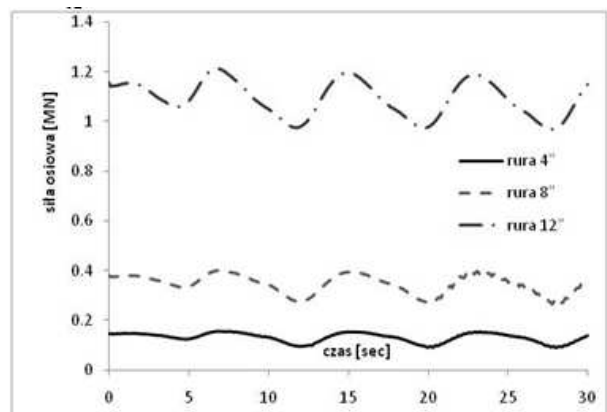
Rozmiar	4"	8"	12"
Średnica wewn.	102mm	203mm	305mm
Gr. ścianki	6mm	8mm	16mm
Masa jedn.	15.98kg/m	41.63kg/m	126.66kg/m
Moduł E	2.06 10^5 MPa		



Rys. 11. Wysokość środka masy elementu skończonego w rejonie punktu 'touchdown' dla trzech średnic rurociągu: 4", 8" i 12"

Krzywe na Rys. 11 obrazują ruch w kierunku pionowym elementu skończonego znajdującego się w rejonie 'touchdown' (miejsce gdzie rurociąg zaczyna kontaktować się z dnem). Dla elastycznego rurociągu (średnica 4") strefa kontaktu z dnem występuje wcześniej, co związane jest z jego większą krzywizną. Sztywniejszy rurociąg ma tendencję do utrzymywania mniejszej krzywizny, stąd przy tej samej konfiguracji geometrycznej, nieco później nastąpi pełen kontakt z dnem (w większej odległości od statku).

Siłę osiową dla trzech rozważanych średnic rurociągów przedstawiono na Rys. 12. Znaczna masa rurociągu o średnicy 12", w połączeniu z przyjętym ruchem unoszenia statku, powoduje pojawianie się sił osiowych o znacznych wartościach. W przypadku największego analizowanego w pracy rurociągu, zdolność mechanizmu napinającego i utrzymującego rurociąg w czasie kładzenia, musi być znacząco wyższa od otrzymanych wyników. Typowe rozwiązania pozwalają uzyskać siły naciągu rzędu 2000kN, co w analizowanych przypadkach wydaje się być wielkością odpowiednią. Należy jednak uwzględnić fakt, że często wymagany jest większy naciąg dostarczany przez mechanizm napinający, aby ograniczyć wartości momentów zginających w strefie kontaktu rurociągu z dnem. Wielkość momentu zginającego w trakcie instalacji można bowiem kontrolować przez zadanie odpowiedniej siły poziomej (co bezpośrednio definiuje kształt figury „J” utworzonej przez rurociąg).



Rys. 12. Siła osiowa występująca w rurociągu w miejscu opuszczającym rampę dla różnych średnic: 4", 8" oraz 12"

Przedstawione w pracy wyniki są przykładami symulacji numerycznych, możliwych do wykonania na podstawie opracowanych modeli przedstawionych pokrótce w poprzedniej sekcji. Analizy dotyczą instalacji rurociągów metodą *J-lay*, aczkolwiek opracowane oprogramowanie umożliwi również podobne obliczenia dla układów wykorzystujących podatną, półzanurzalną rampę (*stinger*). Jest to układ stosowany w innej, często wykorzystywanej w płytach akwenach i przy znacznych średnicach zewnętrznych rurociągów metodzie instalacji, zwanej *S-lay*.

3. UWAGI KOŃCOWE

Opracowane modele matematyczne i oprogramowanie pozwala na symulowanie wybranych zagadnień związanych z instalacjami offshore rur, kabli i innych elementów. Wyniki zostały porównane z rezultatami obliczeń wykonanych w komercyjnym systemie ANSYS. Zarówno dla statycznych przypadków obliczeniowych (nie zawartych w niniejszej pracy), jak i pewnych dynamicznych testów, własne modele numeryczne generują podobne wyniki.

Opracowane oprogramowanie komputerowe może być przydatne do analizy zjawisk związanych z instalacją elementów infrastruktury do transportu ropy i gazu. Czas niezbędny do przygotowania modeli i analizy wyników jest znacznie krótszy, niż w przypadku stosowania ogólnych, komercyjnych pakietów metody elementów skończonych. Prezentowane w pracy modele mogą znaleźć zastosowanie we wstępnych etapach i analizach związanych z instalacją rurociągów offshore'owych, optymalizacji parametrów eksploatacyjnych, szacowaniu ograniczeń lub sterowaniu.

LITERATURA

1. **Bai Y., Bai Q.** (2005), *Subsea pipelines and risers*, Elsevier, ISBN 0-080-4456-67.
2. **DNV** (2006), *Free spanning pipelines*, Det Norske Veritas.
3. **DNV** (2007), *Environmental conditions and environmental loads*, Det Norske Veritas.
4. **Fathi D., Hoff J. R.** (2004), *ShipX Vessel Responses – Theory Manual*, Marintek A/S.
5. **Guo B., Song S., Chack J., Ghalambour A.** (2005), *Offshore pipelines*, Elsevier.
6. **Morison, J.R. O'Brien, M.P., Johnson, J.W., Schaaf, S.A.** (1950), The force exerted by surface waves on piles, *Petroleum Transactions*, Vol. 189, 149-154.
7. **Newman J.** (1994) Algorithms for the free-surface green function, *Journal of Engineering Mathematics*, Vol. 19, 57-67.
8. **Palmer A.C., King R.A.** (2004), *Subsea pipeline engineering*, PennWell Corporation.
9. **Rawson K.J., Tupper E.C.** (2001), *Basic Ship Theory Vol.2*, Fifth Edition, Butterworth-Heinemann, ISBN 0-7506-5397-3.
10. **Szczotka M., Wojciech S., Maczyński A.** (2007) Mathematical model of a pipelay spread, *The Archive of Mechanical Engineering*, Vol. LIV, No 1, 27-46.
11. **Szczotka M.** (2010) Pipe laying simulation with an active reel drive, *Ocean Engineering*, Vol. 37, No. 7, 539-548.
12. **Wittbrodt E., Adamiec-Wójcik I., Wojciech S.** (2006), *Dynamics of flexible multibody systems*, Springer.

DYNAMIC ANALYSIS OF AN OFFSHORE PIPE INSTALLATION USING THE J-LAY METHOD

Abstract: The paper presents mathematical models developed for dynamic analysis of an offshore pipeline installation under wavy sea conditions and currents. The rigid finite element method has been applied in order to discretize the pipeline. Internal forces due to material deformation are treated as the external loads, which allow a nonlinear material characteristics to be taken into account. In order to define the motion of the surface vessel, a kinematic input has been assumed. Typical RAO's of an offshore construction vessel have been applied. The soil-pipe interaction, as well as fluid-pipe interaction are considered in models analysed. In both interactions a semi-empirical formulation have been applied. Fluid-structure interaction is based on the Morison equation for slender members, while the DNV's rules are used for the soil modelling. Numerical simulations have been performed and the results attached show the level of forces during installation. Wave and current loads are investigated, as well as different pipe diameters. Some validation of the programme developed has been presented, too. A planar model of a riser is investigated in the ANSYS environment which forms the basis for indirect verification of the method.

Pracę częściowo wykonano w ramach projektu N N502 464934 finansowanego ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego.