



**PKBWM**

PAŃSTWOWA KOMISJA BADANIA  
WYPADKÓW MORSKICH

# RAPORT KOŃCOWY

## 03/19

**Poważny wypadek morski**

**Prom Bielik IV**

**Awaria silnika głównego w czasie przeprawy promu  
w dniu 09.01.2019 r.**

**Styczeń 2020 r.**



Badanie wypadku promu pasażersko-samochodowego Bielik IV prowadzone było na podstawie ustawy z dnia 31 sierpnia 2012 r. o Państwowej Komisji Badania Wypadków Morskich (t. j. Dz. U. z 2019 r. poz. 1374) oraz uzgodnionych w ramach Międzynarodowej Organizacji Morskiej (IMO) norm, standardów i zalecanych metod postępowania, wiążących Rzeczpospolitą Polską.

Zgodnie z przepisami wyżej wymienionej ustawy celem badania wypadku lub incydentu morskiego jest ustalenie okoliczności i przyczyn jego wystąpienia dla zapobiegania wypadkom i incydentom morskim w przyszłości oraz poprawy stanu bezpieczeństwa morskiego.

Państwowa Komisja Badania Wypadków Morskich nie rozstrzyga w prowadzonym przez siebie badaniu o winie lub odpowiedzialności osób uczestniczących w wypadku lub incydencie morskim.

Niniejszy raport nie może stanowić dowodu w postępowaniu karnym albo innym postępowaniu mającym na celu ustalenie winy lub odpowiedzialności za spowodowanie wypadku, którego raport dotyczy (art. 40 ust. 2 ustawy o PKBWM).

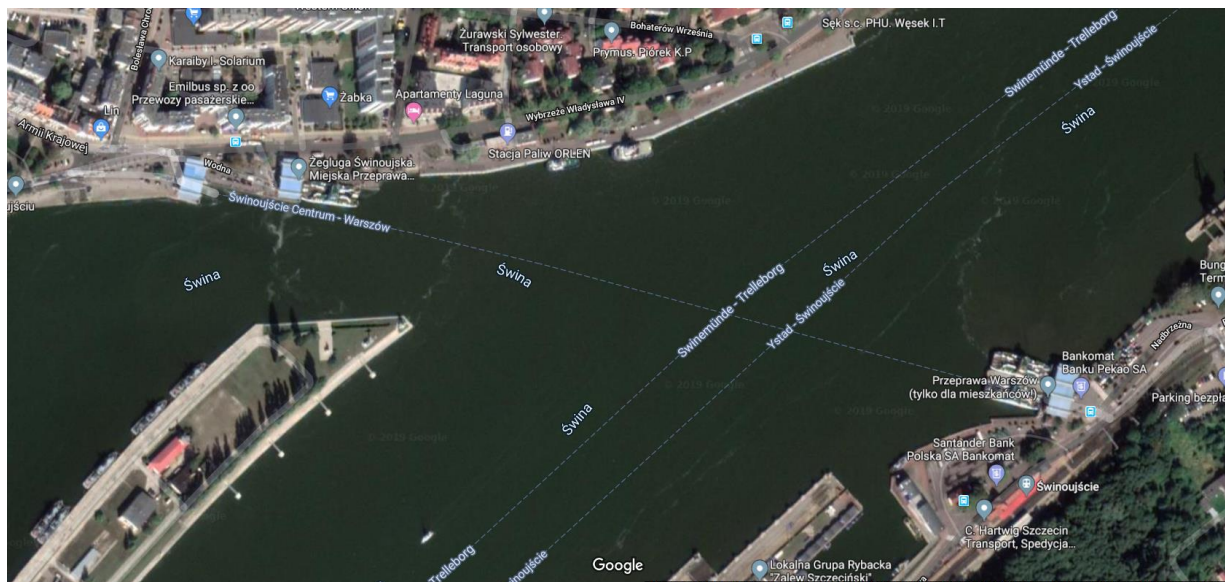
**Państwowa Komisja Badania Wypadków Morskich**  
Pl. Stefana Batorego 4, 70-207 Szczecin  
tel. +48 91 44 03 286, tel. kom. +48 664 987 987  
e-mail: [pkbwm@mgm.gov.pl](mailto:pkbwm@mgm.gov.pl)  
[www.pkbwm.gov.pl](http://www.pkbwm.gov.pl)



1. Fakty .....	2
2. Informacje ogólne .....	3
2.1. Dane statku .....	3
2.2. Informacje o podróży statku .....	4
2.3. Informacje o wypadku lub incydencie morskim .....	4
2.4. Informacje o zaangażowanych podmiotach z lądu i działaniach ratowniczych .....	5
3. Opis okoliczności wypadku .....	5
4. Analiza i uwagi dotyczące czynników, które przyczyniły się do wypadku lub incydentu morskiego z uwzględnieniem wyników badań i ekspertyz .....	6
4.1. Czynniki mechaniczne .....	6
4.2. Czynniki ludzkie (błędy i zaniechania) .....	8
4.3. Czynniki organizacyjne .....	9
4.4. Wpływ czynników zewnętrznych, w tym związanych ze środowiskiem morskim, na zaistnienie wypadku morskiego .....	9
5. Opis wyników przeprowadzonego badania, w tym kwestii dotyczących bezpieczeństwa i wniosków wynikających z badania .....	14
5.1. Uwaga dotycząca układu napędowego promu .....	18
6. Zalecenia dotyczące bezpieczeństwa .....	18
6.1. Armator promu pasażersko-samochodowego Bielik IV - Zakład Budżetowy, Żegluga Świnoujska Sp. z o.o. ....	18
7. Załączniki .....	19
7.1. Załącznik 1 – Szacowanie sił od wiatru i prądu podczas zdarzenia .....	19
7.2. Załącznik 2 – Siły i skuteczność awaryjnego postoju promu na kotwicach .....	22
7.3. Załącznik 3 – Wybrane parametry promu Bielik IV .....	29
8. Spis rysunków .....	30
9. Spis zdjęć .....	31
10. Spis tabel .....	31
11. Źródła informacji .....	32
12. Bibliografia .....	32
13. Skład zespołu badającego wypadek .....	34

## 1. Fakty

W dniu 09 stycznia 2019 r. o godz. 18:45 w czasie przeprawy promu pasażersko - samochodowego Bielik IV pomiędzy przystanią Świnoujście – Warszów, a przystanią Świnoujście – Centrum nastąpiła awaria i zatrzymanie silnika głównego jednostki.



*Rys. 1 – Rejon eksploatacji promu (Google Maps – serwis 2019)*

Kapitan niezwłocznie uruchomił silnik pomocniczy, ale jego moc nie pozwalała na przeciwdziałanie naporowi silnego wiatru, prądu wody i zachowanie zdolności manewrowej. W związku z tym kapitan zdecydował o rzuceniu kotwic; dziobowej i rufowej aby zatrzymać dryf promu. Spowolniło to ruch promu, ale nie udało się zapobiec niewielkiemu dryfowi jednostki. Wezwany do pomocy holownik Uran o godz. 19:25 podpłynął do promu i po zamocowaniu holi, doholował prom o godz. 20:15 do przystani Świnoujście – Centrum.

## 2. Informacje ogólne



Zdjęcie 1 – Prom pasażersko-samochodowy Bielik IV [źródło: [www.eswinoujscie.pl/2015](http://www.eswinoujscie.pl/2015)]

### 2.1. Dane statku

Nazwa statku:	m/f „Bielik IV”
Bandera:	polska
Rok budowy:	1999
Stocznia:	Szczecińska Stocznia Remontowa „Gryfia” S.A.
Właściciel:	Zakład Budżetowy, Żegluga Świnoujska Sp. z o.o.
Armator:	Żegluga Świnoujska Sp. z o.o.
Instytucja klasyfikacyjna:	PRS
Typ statku:	prom pasażersko-samochodowy
Sygnal rozpoznawczy:	SR 2634
Pojemność brutto (GT):	773
Długość całkowita:	49,82 m
Szerokość:	15,59 m
Zanurzenie:	2,25 m
Moc maszyn:	750 kW (Caterpillar Inc., 3508 DITA)



Rodzaj napędu:	Dwa hydrauliczne pędniki azymutalne umieszczone symetrycznie na dziobie i rufie
Materiał z jakiego jest zbudowany kadłub:	stal
Minimalna obsada załogowa:	5

## 2.2. Informacje o podróży statku

Port :	Świnoujście
Rodzaj żeglugi:	portowa
Informacja o ładunku (ilość, rodzaj):	28 samochodów
Informacja o załodze (liczba, narodowość):	5 Polaków
Informacja o pasażerach (liczba, narodowość):	120

## 2.3. Informacje o wypadku lub incydencie morskim

Rodzaj wypadku:	poważny wypadek morski
Data i czas zdarzenia:	09.01.2019 r ok. godz. 18:45 <sup>1</sup> LT
Rejon geograficzny zajścia zdarzenia:	port Świnoujście
Charakter akwenu:	tor wodny Szczecin Świnoujście - miejska przeprawa promowa Świnoujście Warszów
Pogoda w trakcie zdarzenia:	brak falowania, kierunek wiatru NNE – 6 do 7 °B, prąd wejściowy 2 węzły, temperatura wody: + 2,7 °C, temperatura powietrza: + 4°C
Stan eksploatacyjny statku w trakcie zdarzenia:	przeprawa ze stanowiska Świnoujście - Warszów po stronie wschodniej do stanowiska Świnoujście - Centrum po stronie zachodniej
Skutki wypadku :	awaryjne holowanie promu

<sup>1</sup> Wszystkie czasy zdarzeń podane są w czasie lokalnym (LT)



## 2.4. Informacje o zaangażowanych podmiotach z lądu i działaniach ratowniczych

Po awarii silnika głównego, na prośbę kapitana promu Bielik IV, o godz. 18:48 armator wezwał do pomocy holownik.

O godz. 19:25 holownik Uran zamocował hole z lewej burty promu.

O godz. 20:15 prom Bielik IV został doholowany do stanowiska nr 4 po stronie przystani Świnoujście - Centrum.

## 3. Opis okoliczności wypadku

W dniu 09 stycznia 2019 r. między godz. 1830 a 1840 na stojący na przystani w Świnoujście – Warszów prom pasażersko-samochodowy przyjęto ok. 100 pasażerów<sup>2</sup> oraz 25 samochodów<sup>3</sup>. Załogę promu stanowili kapitan, oficer wachtowy, oficer mechanik i 2-ch marynarzy.

W czasie przeprawy o godz. 1820, w kierunku wschodnim z Świnoujście Centrum do Warszowa, na panelu kontrolnym na mostku włączył się „alarm układu sterowania silnika głównego (SG)”. W związku z tym oficer mechanik udał się do siłowni, gdzie po dokonaniu oględzin i sprawdzeniu parametrów pracy SG wyłączył alarm i powiadomił kapitana, że był to „fałszywy alarm” i SG jest sprawny.

O godz. 18:40 prom rozpoczął planową przeprawę w kierunku zachodnim do przystani Świnoujście – Centrum. W związku z silnym wiatrem i prądem silnik promu pracował pod dużym obciążeniem. O godz. 18:45 kolejny raz włączył się „alarm awarii układu sterowania silnikiem”. Mechanik po wejściu do siłowni usłyszał stuki świadczące o nieprawidłowej pracy silnika oraz zobaczył wydobywający się z silnika olej. Natychmiast zatrzymał silnik główny. Kapitan widząc, że silnik główny zatrzymał się, uruchomił o godz. 18:46 ze stanowiska na mostku silnik pomocniczy<sup>4</sup>. Mechanik widząc, że silnik pomocniczy został uruchomiony z mostka, załączył awaryjną prądnicę nr 2 zasilając okrętową sieć elektryczną. Następnie kolejno włączył elektryczne urządzenia pomocnicze i przez rozgłośnię statkową powiadomił kapitana, że silnik główny nie może być ponownie uruchomiony.

O godz. 18:48 kapitan zarządził rzucenie kolejno kotwicy dziobowej, następnie rufowej po czym zawiadomił o sytuacji promu VTS oraz armatora, za pośrednictwem którego poprosił o pomoc holownika. Manewrując pędnikiem rufowym kapitan starał się utrzymać prom prawą burtą do kierunku wiatru i prądu ponieważ obie windy kotwiczne znajdowały się po prawej

<sup>2</sup> Do VTS zgłoszono 120 pasażerów.

<sup>3</sup> Do VTS zgłoszono 28 samochodów.

<sup>4</sup> Silnik pomocniczy promu ma moc 170 kW i napędza tylko pędnik rufowy.



burcie. Łańcuchy kotwiczne miały długość każdy po 1,5 szakli<sup>5</sup> (ok. 40 m) i obie kotwice dragowały powodując dryfowanie promu w kierunku półwyspu Kosa. Ostatecznie udało się spowolnić dragowanie około 50 m na NNE od półwyspu pracując jednocześnie silnikiem pomocniczym.

O godz. 19:25 do lewej burty promu Bielik IV podpłynął holownik Uran, który zamocowano do dziobu i rufy promu. Obie jednostki dotarły o godz. 20:15 do stanowiska nr 4 po stronie przystani Świnoujście – Centrum, gdzie prom Bielik IV został zacumowany. Wszyscy pasażerowie i samochody bezpiecznie opuścili prom.

#### **4. Analiza i uwagi dotyczące czynników, które przyczyniły się do wypadku lub incydentu morskiego z uwzględnieniem wyników badań i ekspertyz**

Utrata zdolności manewrowej, dryf promu oraz konieczność jego holowania były następstwem awarii silnika głównego promu. Silnik pomocniczy o mocy blisko pięciokrotnie mniejszej od mocy napędu głównego, napędzający jedynie jeden z pędników oraz krótkie łańcuchy kotwiczne w stosunku do akwenu operowania promu w połączeniu z warunkami pogodowymi stworzyły zagrożenie dla bezpieczeństwa jednostki<sup>6</sup>.

##### **4.1. Czynniki mechaniczne**

Początek awarii silnika głównego promu miał miejsce w elementach ciernych układu 6, tj. tłok - sworznię tłokową - pierścienie tłokowe – tuleja cylindra, na co wskazuje nagromadzenie się zniszczeń elementów w tym miejscu. Ponieważ elementy te po awarii stworzyły mieszaninę skruszonych kawałków, nie było możliwe ustalenie co było pierwotną przyczyną i co spowodowało proces destrukcji, a w konsekwencji poważną awarię silnika.

Można z dużym prawdopodobieństwem przyjąć, że przyczyną mogła być ukryta wada materiału.

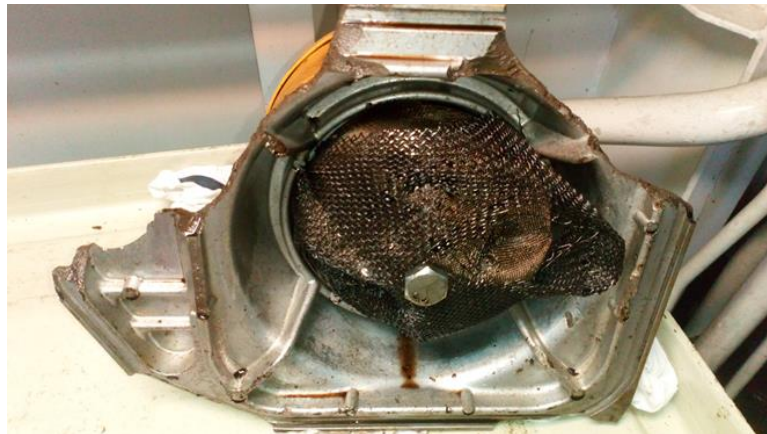
<sup>5</sup> Szakla – ogniwa łańcucha łączy się w przęsła (szakle) o długości 27,5 m (15 sążni brytyjskich)

<sup>6</sup> W Przepisach Portowych nie ma warunków ograniczających ruch promów miejskich w Świnoujściu.





*Zdjęcie 2 – Karter silnika po wypadku*



*Zdjęcie 3 – Wyrwana pokrywa karteru układu 6*

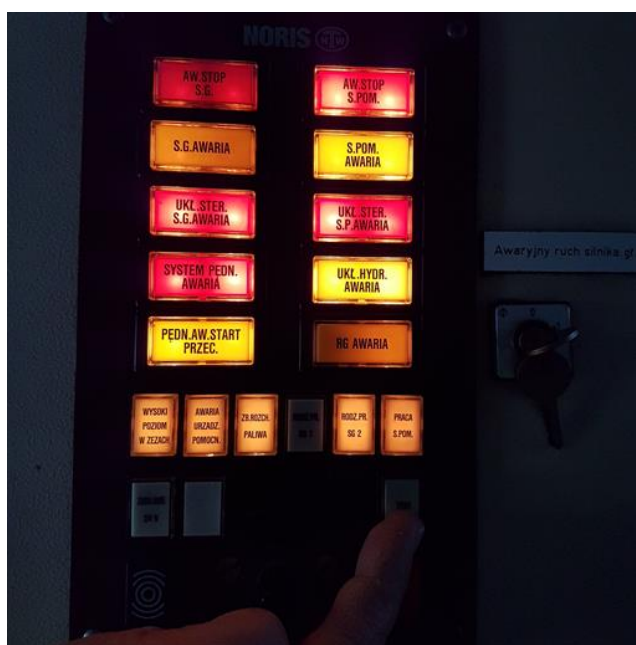


*Zdjęcie 4 – Zniszczony układ 6*

#### 4.2. Czynniki ludzkie (błędy i zaniechania)

Trudno byłoby zapobiec awarii silnika w opisywanym przypadku.

Na promie zainstalowany jest system sygnalizacji i kontroli „NORIS”. Po aktywowaniu się na mostku alarmu „awarii układu sterowania SG” można (lokalnie) wyłączyć sygnalizację akustyczną, natomiast nie można wykasować sygnału wizualnego. Dopiero mechanik, który zszedł do siłowni, po sprawdzeniu informacji na panelu alarmów wyłączył sygnalizację wizualną. Dodatkowo na kolejnym panelu przy silniku głównym zapisywany jest kod usterki jaki wystąpił podczas pracy silnika. Ponieważ w systemie nie został zapisany żaden kod usterki mechanik powiadomił kapitana, że był to „fałszywy” alarm<sup>7</sup>.



Zdjęcie 5 – Panel alarmów na mostku promu

<sup>7</sup> Kody usterek pozostają w pamięci komputera sterującego pracą silnika i nie ma możliwości ich wykasowania przez obsługę silnika. Mogą one być wszystkie odczytane i jeśli trzeba wykasowane, przez serwisy posiadające odpowiednie oprogramowanie. Po zdemontowaniu uszkodzonego silnika z promu Bielik IV, firma wykonująca naprawę sprawdziła wcześniejsze zapisy i nie odnaleziono w pamięci komputera żadnego kodu awarii z czasu poprzedzającego awarię silnika.



Zdjęcie 6 – Panel alarmów i informacji w siłowni promu

Jednocześnie należy wziąć pod uwagę, że tego typu uszkodzenia silnika poprzedzone są zazwyczaj wcześniejszymi stukami, hałasem i nienormalną wibracją i być może dokładne osłuchanie pracującego jeszcze silnika umożliwiłoby wcześniejsze wykrycie niesprawności i powiadomienie o tym kapitana promu.

#### 4.3. Czynniki organizacyjne

Do chwili awarii nie zarejestrowano żadnych istotnych awarii silnika głównego. Sporadycznie zdarzały się różne „fałszywe” alarmy znikające po ich potwierdzeniu.

Sprawdzono, że remonty, przeglądy i prace serwisowe prowadzono zgodnie z harmonogramem prac zalecanych przez producenta silnika. Ostatni remont kapitalny związany z kompletnym demontażem, pomiarami, weryfikacją i wymianą części był przeprowadzony w 2015 r.

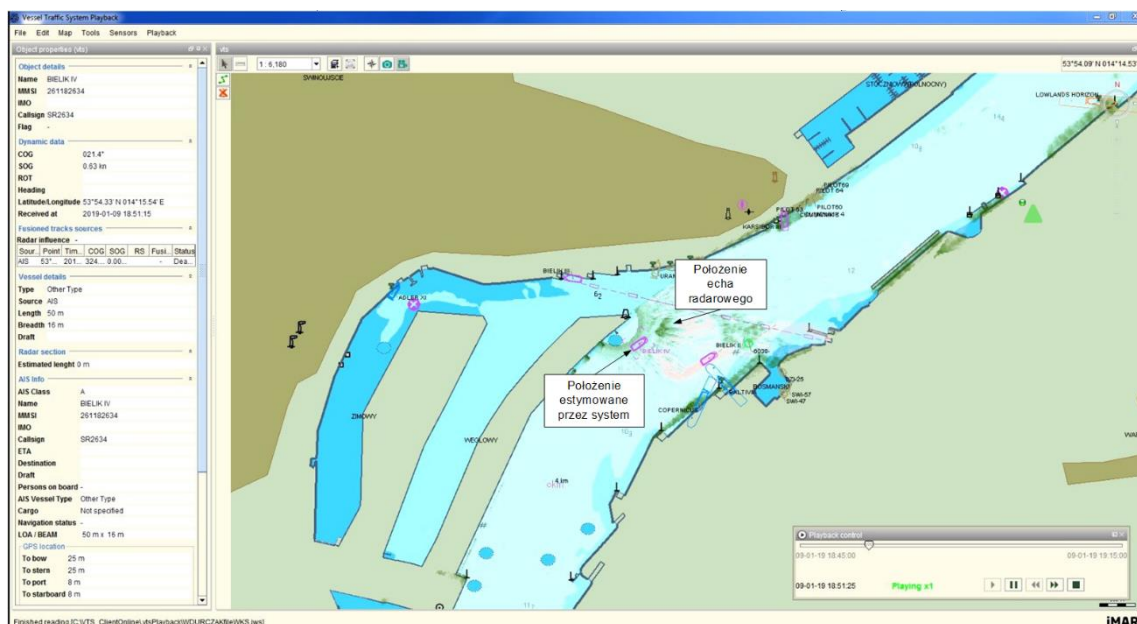
Ostatnia analiza oleju silnika z dnia 18 grudnia 2018 r. wykazała, że „olej jest w poprawnym stanie i wskazana jest dalsza eksploatacja oleju przy tym samym sposobie eksploatacji”.

#### 4.4. Wpływ czynników zewnętrznych, w tym związanych ze środowiskiem morskim, na zaistnienie wypadku morskiego

W celu ustalenia oddziaływania czynników zewnętrznych, zrekonstruowano zdarzenie na podstawie zapisów sygnału wideo z VTS Szczecin- Świnoujście i przedstawiono je na mapie akwenu. Rekonstrukcję wykonano analizując, co pół minuty pozycję i kurs promu. Korzystano

z odczytów wideo surowego, niefiltrowanego echa radarowego promu (jest to radar umieszczony w bezpośredniej bliskości zdarzenia, na Kosie).

Korzystanie i odczyt pozycji określanej przez zapis pochodzący z systemu VTS (tj. pozycji estymowanej za pomocą echa radarowego automatycznie za pomocą algorytmów filtracji producenta systemu) było niemożliwe ze względu na błędy, jakie wykazywał system (rys. 2). Położenia statku filtrowane wykazują znaczne przeskoki zarówno w pozycji, jak i kursie jednostki i rzadko (ok. 20% czasu) wskazują na właściwe echo. Powodem tego jest, jak twierdzą operatorzy VTS, trudna sytuacja propagacji radiowej w rejonie zdarzenia. Należy zauważyć, że właśnie z takich danych korzystają operatorzy VTS.



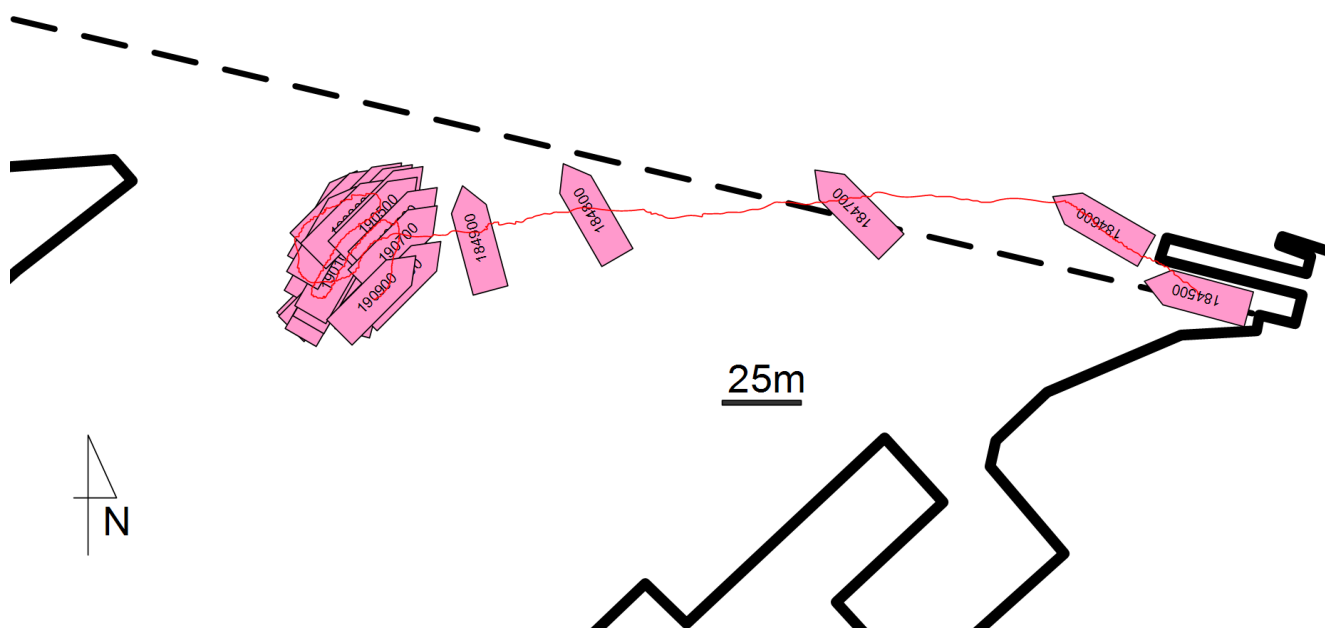
Rys. 2 - Przykładowy zrzut ekranu zapisu wideo z VTS, sytuacji podczas zdarzenia (godz. 1845).

Korzystanie z surowych danych pozycji transmitowanych przez AIS nie było również możliwe, bo po wystosowaniu zapytania o dostarczenie tych danych do UM w Gdyni okazało się, że nie ma ich w polskiej bazie danych AIS, z uwagi na prace konserwacyjne przy serwerze prowadzone w tym czasie.

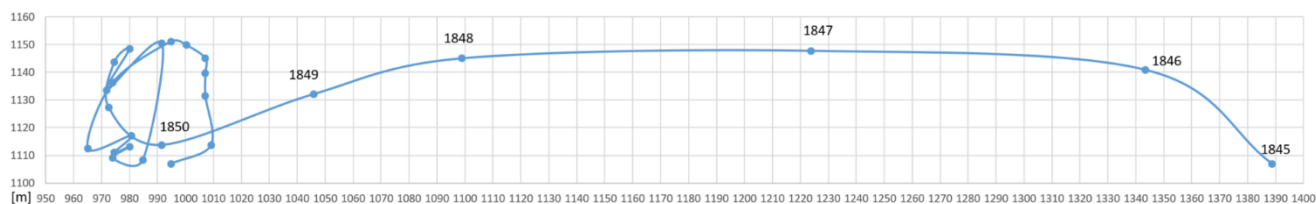


Zdjęcie 7 - Usytuowanie stacji radarowej VTS Kosa w rejonie stawy Kosa N (foto: B.Szymczyk – Google Earth).

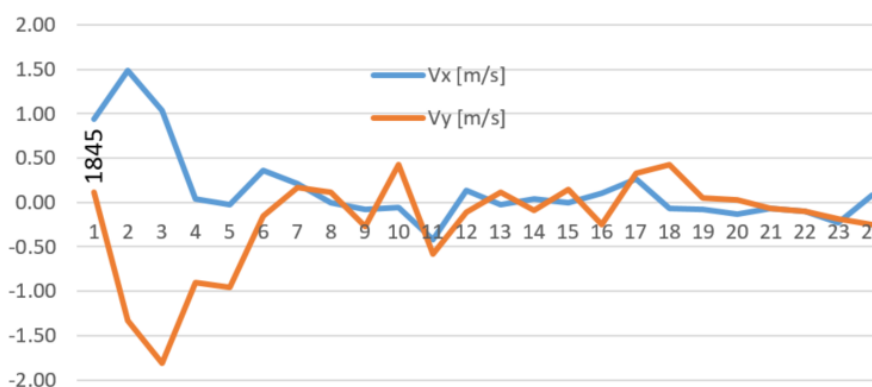
Zrekonstruowane dane z systemu radarowego VTS obejmujące położenie jednostki przedstawiono na rys. 3. Przyjęto czas, co 1 minutę począwszy od godz. 18:45 (minięcie pirsu). Sekwencja obejmuje 24 minuty tj. do godz. 19:09. Widać, że prom nie kotwiczy stabilnie, ale wykazuje ruch po okręgu o średnicy około 40m. Potwierdza to zapis na siatce metrycznej xy we współrzędnych lokalnych (rys. 4). Zapis prędkości wzdłużnych i bocznych jednostki przedstawiono na rys. 5. Podczas kotwiczenia zmieniają się one i wartości ich dochodzą nawet do 1 węzła (0,5m/s).



Rys. 3 - Sekwencja położzeń jednostki podczas zdarzenia (czasy co 1min.)



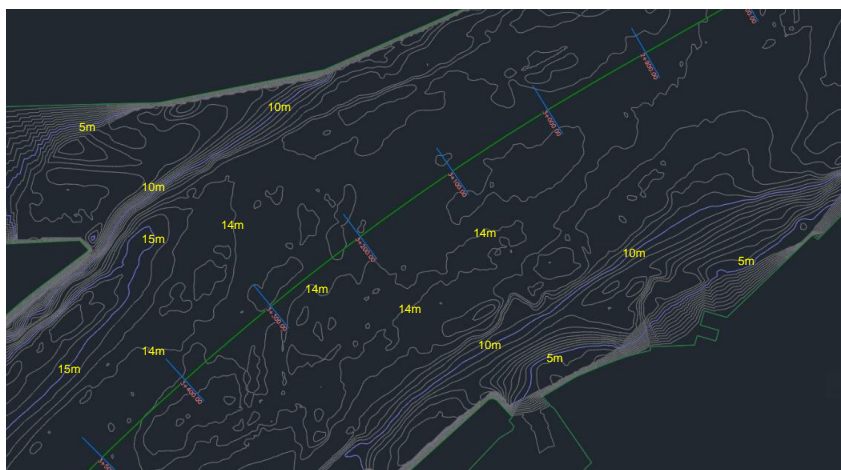
Rys. 4 - Odtworzenie pozycji jednostki podczas zdarzenia (współrzędne lokalne w metrach, czasy co 1min.)



Rys. 5 - Prędkości wzdłużna ( $v_x$ ) i poprzeczna ( $v_y$ ) w m/s (czasy co 1 min. od 1845 do 1909, razem 24 minuty).

Zapis alfanumeryczny z oszacowanych parametrów w tym: kuru rzeczywistego (K), kąta drogi nad dnem (KDD), prędkości wzdłużnej ( $V_x$ ), poprzecznej ( $V_y$ ) i obrotowej ( $O_m$ ) jednostki podczas całego zdarzenia przedstawiono w tab. 1. Średni kurs rzeczywisty jednostki od czasu 18:54 do 19:09 (tj. po ustabilizowaniu się parametrów) wynosi 046 stopni (NE). Zatem kąt do wiatru promu, który wg. zapisów VTS był z kierunku NNE, wynosił 22,5 stopni i wiatr wiał z lewej burty promu. Prom natomiast ustabilizował swój kurs do prądu, który był wchodzący. Zakładaną sytuację promu i układ sił podczas kotwiczenia przedstawiono na rys. 7. Niestety brak jest zapisów jak patrzyły kotwice w trakcie zdarzenia oraz jak pracowano pędnikiem rufowym i trudno jest odtworzyć dokładnie układ sił na statku.

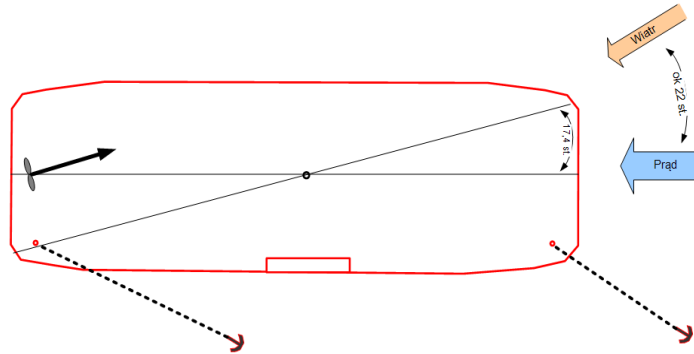
Jednocześnie należy wziąć pod uwagę batymetrię rejonu zdarzenia, gdzie w rejonie zrzutu kotwic w bezpośrednim sąsiedztwie Kosy występują głębokości rzędu 14 m do 15 m. Ze względu na wezbranie sztormowe, głębokości rzeczywiste były o około metr większe.



Rys. 6 - Batymetria akwenu (na podstawie sondażu UM w Szczecinie)

Czas	KR	KDD	Vx	Vy	Om
	[stopnie]	[stopnie]	[m/s]	[m/s]	[1/s]
1846	300	306.7	0.94	0.11	0.25
1847	315	273.3	1.49	-1.33	0.25
1848	329	268.8	1.03	-1.81	0.23
1849	344	256.3	0.04	-0.91	0.25
1850	73	251.4	-0.03	-0.96	-0.02
1851	59	305.5	0.36	-0.16	-0.23
1852	59	7.1	0.22	0.17	0.00
1853	46	48.8	-0.01	0.12	-0.22
1854	45	208.6	-0.08	-0.27	-0.02
1855	42	49.2	-0.05	0.43	-0.05
1856	45	189.2	-0.42	-0.58	0.05
1857	43	273.6	0.14	-0.12	-0.03
1858	45	56.3	-0.02	0.12	0.03
1859	45	249.4	0.04	-0.09	0.00
1900	45	45.0	0.00	0.14	0.00
1901	50	253.1	0.11	-0.25	0.08
1902	59	20.4	0.26	0.33	0.15
1903	45	54.6	-0.07	0.42	-0.23
1904	45	104.0	-0.08	0.05	0.00
1905	46	125.0	-0.14	0.03	0.02
1906	47	180.0	-0.07	-0.06	0.02
1907	44	180.0	-0.09	-0.10	-0.05
1908	45	173.4	-0.23	-0.18	0.02
1909	45	244.5	0.09	-0.25	0.00

Tabela 1 - Zapis podstawowych parametrów jednostki podczas zdarzenia



Rys. 7 - Prawdopodobny układ sił na promie podczas awaryjnego kotwiczenia.

## 5. Opis wyników przeprowadzonego badania, w tym kwestii dotyczących bezpieczeństwa i wniosków wynikających z badania

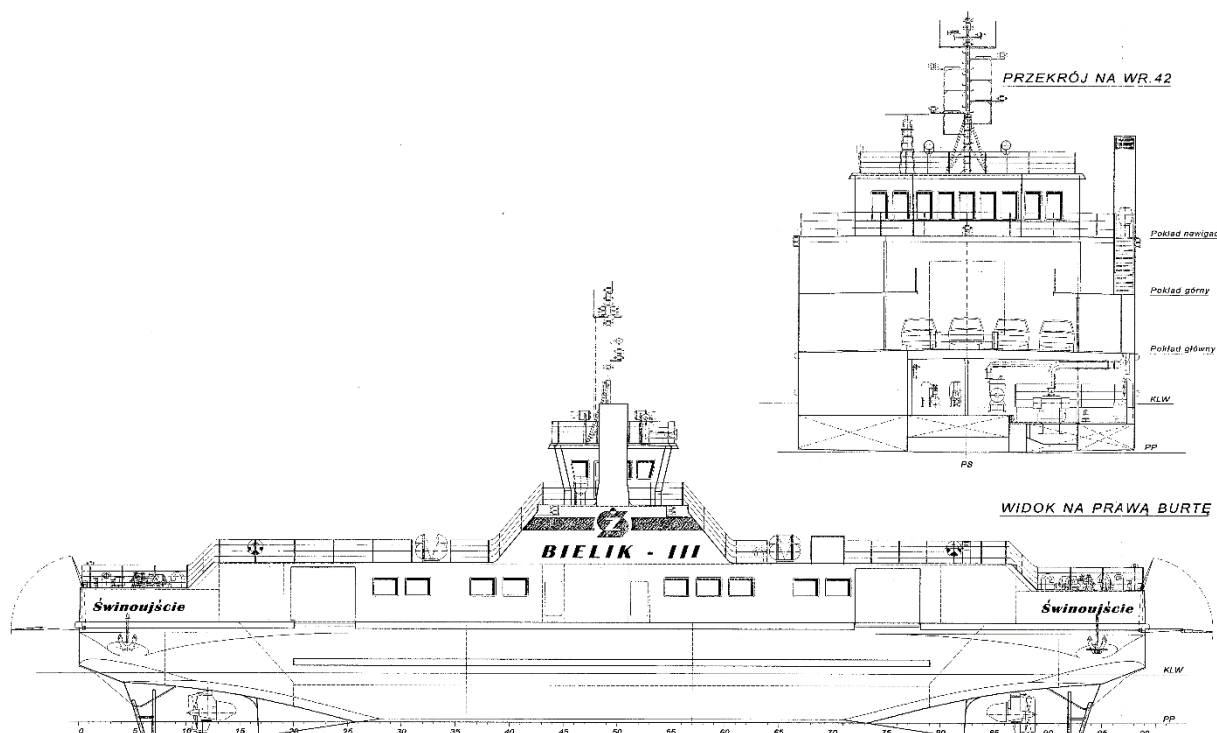
Prom pasażersko-samochodowy Bielik IV posiada napęd główny złożony z dwóch symetrycznych pędników azymutalnych napędzanych silnikiem głównym o mocy 750 kW.

Silniki Caterpillar -model 35 należą do najbardziej niezawodnych silników montowanych na statkach i na łodziach<sup>8</sup>

Jeden z pędników znajduje się na dziobie jednostki, a drugi na rufie.

<sup>8</sup> Powszechnie używane są w urządzeniach budowlanych i tak poważne awarie prawie się nie zdarzają.





Rys. 8 - Plan generalny promu *Bielik III* (jednostki siostrzanej promu *Bielik IV*). Widok z prawej burty. Na rysunku widoczne rozmieszczenie pędników azymutalnych.

Takie rozwiązanie powoduje, że prom jest w stanie manewrować bezpiecznie w niekorzystnych warunkach pogodowych i w związku z tym nie stawia się mu żadnych ograniczeń żeglugowych, związanych z warunkami pogodowymi<sup>9</sup>. Badane zdarzenie wskazuje, że istnieje zagrożenie dla bezpieczeństwa promu w chwili awarii silnika głównego i konieczności wykorzystania silnika pomocniczego o niewielkiej mocy (170 kW) napędzającego tylko pędnik rufowy w czasie silnego wiatru i prądu.

Aby potwierdzić istnienie zagrożenia określono siłę naporu śruby pracującej przy zerowej lub niewielkiej prędkości statku tzw. siłę uciążu na palu jednostki<sup>10</sup>. Oczywiście opływ prądu mógł nieznacznie wpłynąć na obliczenia dotyczących sprawności i sił powstających od napędu. Obliczenia przedstawiono w tab. 2.

Należy zauważyć, że napór typowych sterów strumieniowych o mocy 200 kW to ok. 3T. Jednostki o mocy 250 KM generują około 2,5 T<sup>11</sup> uciążu, co weryfikuje przedstawione

<sup>9</sup> W Karcie Bezpieczeństwa Nr 191/KB/ŚWI/16

<sup>10</sup> Propeller Handbook. The Complete Reference for Choosing, Installing, and Understanding Boat Propellers. International Marine Ragged Mountain Press – Dave Gerr 2001.

<sup>11</sup> Wartości sił podano intencjonalnie w jednostkach metrycznych tona-siła oznaczanych, jako T (zwyczajowe) lub tf (nowe, zalecane)



obliczenia. Można, zatem założyć, że urządzenia napędowe promu Bielik może wygenerować niewiele ponad 3 T (tf) naporu przy użyciu silnika awaryjnego.

Lp	Nazwa	Symbol	Zależność	Wartość	Jednostki	Źródło
1	Średnica śruby	Fs		1.57	m	
2	Skok śruby	Ss		1.635	m	
3	Moc silnika awaryjnego	Pa		170	kW	
4	Napór silnika pomocniczego	Ta	$Ta[\text{funt siła}] = 11,87 * Pa[\text{KM}] * D[\text{Ca}]^{0.67}$	<b>3.3</b>	T (tf)	Gerr [2001]

Tabela 2 – Określenie naporu awaryjnego urządzenia napędowego

W czasie zdarzenia związanego z awarią silnika głównego i w warunkach pogodowych jakie wtedy występowały, zatrzymanie i manewrowanie promem przy użyciu wyłącznie silnika pomocniczego okazało się niemożliwe. W związku z tym, wykorzystano dodatkowo dwie kotwice będące na wyposażeniu promu starając się zatrzymać dryfujący prom.

W celu oceny skuteczności urządzeń jakimi dysponował kapitan promu i możliwości zatrzymania dryfującego promu przeprowadzono następujące obliczenia:

- szacujące siły od wiatru i prądu (Załącznik 1),
- określające siły i skuteczności awaryjnego postępu na kotwicach (Załącznik 2),

W celu dokonania tych obliczeń zebrano dodatkowo wybrane parametry techniczne promu Bielik IV (Załącznik 3).

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń i analiz stwierdzono, że:

1. Prom Bielik wykonywał znaczne ruchy o amplitudzie dochodzącej do 40 m podczas awaryjnego kotwiczenia w dniu 09.01.2019 r.
2. Siły naporu wiatru i prądu na prom wyniosły ponad 5T i nie mogły być zrównoważone napędem pomocniczym, którego napór oszacowano na około 3T.
3. Kotwice na danym akwenu, z racji krótkiego łańcucha, mogły pracować nieoptymalnie i wykazywać podniesienie ich trzonów, przez co nie zapewniały sił niezbędnych do zatrzymania statku w miejscu zakotwiczenia.
4. Niedobór sił do zatrzymania promu w miejscu mógł wynosić około 1T dla przyjętych warunków.

Przeprowadzone obliczenia dały jednocześnie asumpt do następujących wniosków:

A. Dwukrotne wydłużenie łańcuchów kotwicznych do wartości 3 szakli (ok. 80m) bez zmian, co do średnicy łańcucha oraz bez zmian w stosunku do wielkości kotwic spowoduje ułożenie łańcucha na dnie akwenu w odległości ok. 10m od trzonu kotwic i zminimalizuje kąt podniesienia samego trzonu. Wytworzy to siły niezbędne do zatrzymania statku w stosunku do



prędkości wiatru jaki oszacowano podczas zdarzenia (ok. 10,5 m/s) w rejonie samej przeprawy. Dodatkowa siła trzymająca przy takim układzie to ok. 1T.

B. Z racji przewidywanych problemów ze splataniem się łańcuchów podczas awaryjnego rzucenia korzystnym byłby wariant, gdy tylko dziobowy łańcuch zostanie przedłużony do długości równej 3 szaklom, a rufowy pozostanie niezmieniony. Układ taki zapewni postój na kotwicach w warunkach zaistniałych (wiatr ok 11,5m/s) z niewielkim zapasem siły trzymającej.

C. W tab. 3 przedstawiono obliczone siły na statku przy wydłużaniu łańcucha i zwiększaniu prędkości wiatru w rejonie przeprawy. Widać, że wydłużanie łańcucha powyżej 3 szakli wydaje się nieefektywne ekonomicznie i nie przynosi znaczącej poprawy w aspekcie maksymalnej prędkości wiatru.

D. Należy przyjąć, że na podstawie modeli i obliczeń prędkość wiatru do 11 m/s czyli do 5<sup>o</sup>B włącznie (stały bez uwzględniania porywów) w rejonie samej przeprawy jest maksymalny dla funkcjonowania promu w sytuacji uszkodzenia napędu głównego i awaryjnego kotwiczenia.

Wiatr na przeprawie [m/s]	1,5 [szakle]	3 [szakle]	4 [szakle]	5 [szakle]
10	-0,2	1,6	2,0	2,3
11	-1,3	0,4	0,7	1,1
12	-2,4	-1,8	-0,5	-0,2

Tabela 3 - Sumaryczne siły na promie przy zwiększaniu długości łańcuchów (oba jednakowej długości) i prędkości wiatru w rejonie przeprawy

E. Narzędzia analityczne w postaci zapisów z systemu VTS Szczecin – Świnoujście wykazują duże ograniczenia i nie pozwalają na dokładne śledzenie obiektów w rejonach ograniczonych, czyli prawie w całym obszarze drogi wodnej Świnoujście – Szczecin.

Państwowa Komisja Badania Wypadków Morskich zwraca uwagę, że modele matematyczne zastosowane w niniejszej analizie są wyrazem wiedzy zawartej w branżowej literaturze współczesnej, ale jak wszystkie modele mogą być obarczone błędami i niepewnościami.



### **5.1. Uwaga dotycząca układu napędowego promu**

W czasie prowadzonego badania Komisja zwróciła uwagę na ryzyko związane z możliwą awarią układu napędowego promu. Napęd główny promu jest hydrauliczny. Silnik główny napędza pompy hydrauliczne, które wytwarzają ciśnienie oleju do napędu silników hydraulicznych pędników na dziobie i rufie oraz większości urządzeń na promie. Taka konfiguracja zawiera bardzo wiele węży hydraulicznych i ich połączeń, których szczelność nie zawsze jest łatwa do zachowania. Jakikolwiek poważne rozszczelnienie tego układu (pęknięcia węża) powoduje: wyciek oleju, utratę napędu, konieczność zatrzymania silników i brak możliwości manewrowania promem. Biorąc pod uwagę fakt, że prom może przyjąć na pokład 500 pasażerów oraz około 30 samochodów, tego rodzaju awaria staje się bardzo poważnym zagrożeniem dla bezpieczeństwa przewożonych ludzi.

Komisja uważa, że bardziej właściwym dla tego promu ze względu na bezpieczeństwo byłby napęd elektryczny.

## **6. Zalecenia dotyczące bezpieczeństwa**

Państwowa Komisja Badania Wypadków Morskich uznała za uzasadnione skierowanie zaleceń dotyczących bezpieczeństwa, stanowiących propozycję działań, które mogą przyczynić się do zapobiegnięcia podobnemu wypadkowi w przyszłości, do armatora jednostki:

### **6.1. Armator promu pasażersko-samochodowego Bielik IV - Zakład Budżetowy, Żegluga Świnoujska Sp. z o.o.**

W związku z przeprowadzoną analizą oraz otrzymanymi w jej wyniku rezultatami Komisja uważa, że eksploatacja promu przy prędkości wiatru 11 m/s (5° B) i powyżej, wiąże się realnym ryzykiem dla bezpieczeństwa promu i przewożonych na jego pokładzie pasażerów w przypadku awarii napędu głównego i utraty możliwości manewrowania.

W związku z tym Komisja zaleca rozważenie modernizacji dziobowego urządzenia kotwicznego poprzez wydłużenie łańcucha kotwicznego do 3 szakli. Natomiast w chwili wzrostu prędkości wiatru do 11 m/s i powyżej utrzymywanie w pogotowiu holownika, mogącego natychmiast udzielić pomocy, albo zawieszenia dokonywania przepraw do chwili osłabnięcia wiatru.



## 7. Załączniki

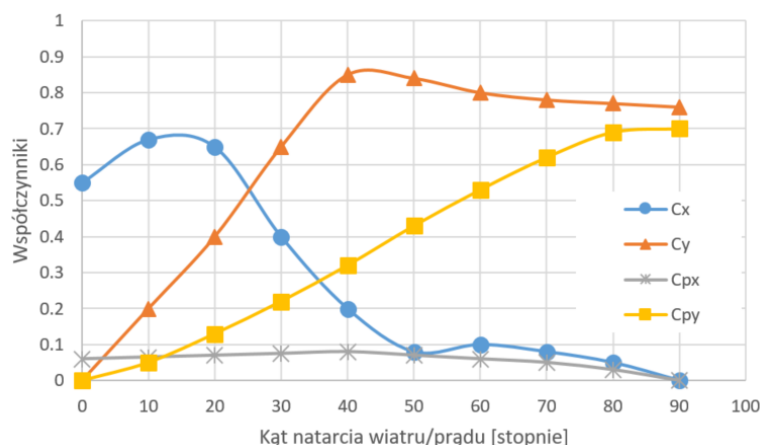
### 7.1. Załącznik 1 – Szacowanie sił od wiatru i prądu podczas zdarzenia

W celu określenia siły od wiatru i prądu wykorzystano powszechnie znane zależności w hydrodynamice i manewrowaniu statkiem. Nie określano wpływu fali z uwagi na to, że akwen jest osłonięty i fala się nie rozwija. Na początku określono współczynniki aerodynamiczne części nawodnej i hydrodynamiczne części podwodnej. Wykorzystano analogie do istniejących badań i jednostek istniejących. Badania promu Bielik w tym zakresie nie były nigdy wykonywane. Wykorzystano tutaj następujące pozycje literatury:

1. Remery, G.F.M. i Van Oortmerssen G. 1973.
2. Gunnu G., Wu X. i Moan T. 2012 (zawiera współczynniki hydrodynamiczne).
3. Edwards R.Y. 1985.
4. OCIMF 1994 (zawiera współczynniki hydrodynamiczne i metody przyjęte do obliczeń wpływu wiatru i prądu).
5. Hensen H. 2003 (zawiera uogólnienie metod).
6. Brix J. 1992 (zawiera współczynniki aerodynamiczne bardzo podobnej jednostki).

Na ich podstawie stworzono wykresy współczynników  $C_x$ ,  $C_y$ ,  $C_{px}$  i  $C_{py}$ , które przedstawiono na rys. 9. Jednostka jest prawie symetryczna, więc określono je tylko dla jednej ćwiartki. Widać, że w przypadku współczynnika oporu aerodynamicznego poprzecznego ( $C_x$ ), najistotniejszego do obliczeń związanych z kotwiczeniem, osiąga on wartości największe w okolicach kąta natarcia wiatru ok. 15 stopni.

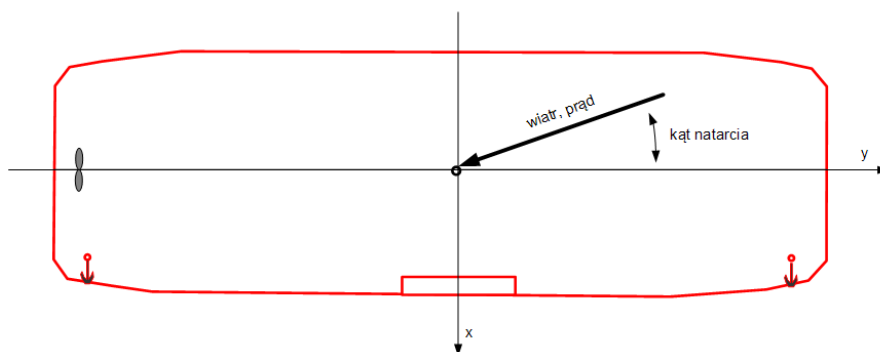
Należy zauważyć, że rzeczywisty określony na podstawie zapisu wideo kąt działania wiatru wynoszący ok. 22,5 stopnia jest bardzo bliski kątowi teoretycznemu ustawienia się jednostki do wiatru szacowanemu za pomocą przekątnej statku wynoszącemu 17,4 stopnie (rys. 9 i tab. 4) i zarazem jest to kąt, w jakim występuje maksymalna siła od wiatru, co wynika z rys. 9 i wynosi on ok. 15 stopni.



Rys. 9 - Szacowane współczynniki aerodynamiczne naporu powietrza: poprzeczny ( $C_x$ ) i wzdłużny ( $C_{py}$ ), wzdłużny ( $C_y$ ) oraz współczynniki naporu prądu: poprzeczny ( $C_{px}$ )

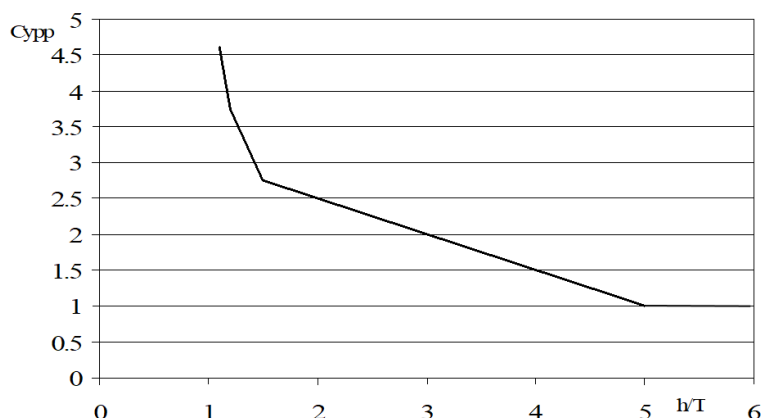
Na rys. 10 przedstawiono zastosowany układ współrzędnych do przeprowadzonych obliczeń z uwzględnieniem kierunku wiatru i prądu.

W obliczaniach nie uwzględniono oporu, jaki daje gondola pędnika dziobowego.



Rys. 10 - Definicja kąta natarcia wiatru i prądu

Dodatkowo określono zwiększenie współczynnika oporu hydrodynamicznego na prądzie dla płytkowodzia i przedstawiono go na rys. 11. Pokazuje on jak zwiększa się opór na prądzie w wyniku działania sił związanych z bliskością dna. W badanym przypadku nie ma on jednak znaczenia, gdyż prom ma małe zanurzenie i stosunek  $H/T$  wynosi 6,6 co uznaje się za wodę głęboką, stąd wartość  $C_{ypp} = 1$ .



Rys. 11- Dodatkowy współczynnik dla statku poruszającego się na płytkowodziu [Hansen 1997]

Obliczenia przedstawiono w tab. 4. Dodatkowo zweryfikowano obliczenia sił powstających od działania prądu metodami zalecanymi przez OCIMF z dobrym skutkiem (Tab. 4, Lp.35-38). Dla wiatru zastosowano kąt określony za pomocą przekątnej statku równy 17,5 stopnia, który jest zbliżony do rzeczywistego kąta, jaki statek miał podczas zdarzenia. Kąt działania prądu przyjęto, jako równy zero, co jest zgodne z rzeczywistą sytuacją (rys. 7).

Obliczenia wszystkich sił wykonano intencjonalnie w jednostkach metrycznych tona-siła oznaczanych, jako T (zwyczajowe) lub tf (nowe, zalecane). Wynika to z intuicyjnego zrozumienia tych jednostek w branży morskiej i używania ich, jako np. uciągów holowników. Przy ewentualnej konwersji na jednostki SI należy pamiętać, że  $1T(tf) = 9,81 \text{ kN}$ .

Przyjęto 75% redukcję siły wiatru w stosunku do zapisów VTS z uwagi na znaczne osłonięcie rejonu zdarzenia, potwierdza to także film ze zdarzenia (Serwis Youtube: „Prom Bielik IV miał awarię silnika” Inoujście.pl z 09 stycznia 2019), na którym widać, że wiatr nie jest silny, aczkolwiek występują jego porywy.

Analizując wyniki oceny wpływu wiatru i prądu można zauważyć, że:

1. Obciążenie od wiatru dominuje. Wynosi ono ponad 5 ton-siła dla wiatru 10,5 m/s w rejonie przeprawy.
2. Obciążenie od prądu jest niewielkie i nie przekracza pół tony-siła, gdyż prom ma niewielką powierzchnię podwodzia oraz doskonały kształt hydrodynamiczny podczas ruchu do przodu i wstecz, do czego został zaprojektowany.



Lp	Nazwa	Symbol	Zależność	Wartość	Jednostki	Źródło
<b>DANE WEJŚCIOWE</b>						
1	Długość całkowita	L		49.9	m	
2	Szerokość	B		15.6	m	
3	Zanurzenie	T		2.25		
4	Wsp. pełnotliwości podwodzia	delta		0.7	bez.	Szacowane
5	Kąt przekątnej statku	ap	$ap=atan(B/L)$	17.4	stopnie	Rys. 4.6
6	Głębokość akwenu	H		14.9	m	Uwzględnia poziom wody
7	Stosunek H/T	HT	$HT=H/T$	6.6	bez.	Brak efektów płytkowodzia
<b>WIATR</b>						
8	Prędkość wiatru wg. VTS	vwVTS		14	m/s	Zapisy VTS
9	Prędkość wiatru na miejscu zdarz.	vw	$vw=vwVTS*0.75$	10.5	m/s	75% wiatru w stos. do VTS
10	Kąt działania wiatru na statek	aw	przyjęto jako równy ap	17.4	stopnie	Rys. 4.6 i dane zdarzenia
11	Normalna wiatru x (wzdłużna)	vwx	$vwx=vw*cos(aw)$	10.02	m/s	
12	Normalna wiatru y (poprzeczna)	vwy	$vwy=vw*sin(aw)$	3.13	m/s	
13	Wzdłużna powierzchnia nawiewu	Pnx		125	m <sup>2</sup>	Plan generalny
14	Poprzeczna powierzchnia nawiewu	Pny		200	m <sup>2</sup>	jw.
15	Współczynnik aerodynamiczny x	Cx		0.66	bez.	Rys. 5.1
16	Współczynnik aerodynamiczny y	Cy		0.35	bez.	jw.
17	Gęstość powietrza (T=5 st.C)	rop		1.26	kg/m <sup>3</sup>	
18	Siła naporu wiatru x	Fnw <sub>x</sub>	$Fnw_x=0.5*C_x*rop*(vwx)^2*Pnx$	5.20	T (tf)	Literatura
19	Siła naporu wiatru y	Fnw <sub>y</sub>	$Fnw_y=0.5*C_y*rop*(vwy)^2*Pny$	0.43	T (tf)	jw.
20	Sumaryczny napór wiatru	Fnw	$Fnw=(Fnw_x^2+Fnw_y^2)^{0.5}$	5.22	T (tf)	
<b>PRĄD</b>						
21	Prędkość prądu	vp		0.95	m/s	Zapisy VTS i kapitana
22	Kąt działania prądu na statek	ap		0.0	stopnie	Dane rzeczywiste
23	Normalna prądu x	vpx	$vpx=vp*cos(ap)$	0.95	m/s	
24	Normalna prądu y	vpy	$vpy=vp*sin(ap)$	0.00	m/s	
25	Powierzchnia podwodzia x	Ppx		37	m <sup>2</sup>	Plan generalny
26	Powierzchnia podwodzia y	Ppy		120	m <sup>2</sup>	Plan generalny
27	Wsp. naporu prądu x	Cpx		0.06	bez.	Rys. 5.1
28	Wsp. naporu prądu y	Cpy		0.00	bez.	jw.
29	Gęstość wody	row		1.004	T/m <sup>3</sup>	
30	Przyspieszenie ziemskie	g		9.82	m/s <sup>2</sup>	
31	Współczynnik płytkowodzia	C <sub>pp</sub>		1	bez.	Rys. 5.3
32	Siła od prądu x	F <sub>px</sub>	$F_{px}=0.5*C_{pp}*C_{px}*row*v_{px}^2*L*T/g$	0.31	T (tf)	Literatura
33	Siła od prądu y	F <sub>py</sub>	$F_{py}=0.5*C_{pp}*C_{py}*row*v_{py}^2*L*T/g$	0.00	T (tf)	jw.
34	Sumaryczny napór prądu	F <sub>pw</sub>	$F_{pw}=(F_{px}^2+F_{py}^2)^{0.5}$	0.31	T (tf)	
35	Siła prądu x OCIMF [kN]	F <sub>pxO</sub>	$F_{pxO}=C_{px}*(row/7600)v_{px}^2*L*T$	3.02	kN	Celem weryfikacji OCIMF
36	Siła prądu x OCIMF [T]	F <sub>pxO</sub>	$F_{pxO}/g$ [T]	0.31	T (tf)	jw.
37	Siła prądu y OCIMF [kN]	F <sub>pyO</sub>	$F_{pyO}=C_{py}*(row/7600)v_{py}^2*L*T$	0.00	kN	jw.
38	Siła prądu y OCIMF [T]	F <sub>pyO</sub>	$F_{pyO}/g$ [T]	0.00	T (tf)	jw.

Tabela 4 - Określenie obciążenia od wiatru i prądu

## 7.2. Załącznik 2 – Siły i skuteczność awaryjnego postępu promu na kotwicach

Określono siły na kotwicach oraz oceniono skuteczność zatrzymania statku za pomocą kotwic.

Wykorzystano następujące pozycje literaturowe:

- House D. J. 2002.
- Anchor manual 2010.
- Shin H., Seo B. i Lee J. 2011.
- Yu-Xiao R. i inni 2016.
- Gunnu G., Wu X. i Moan T. 2012.
- Hancox M. 1994.
- Hinz E.R. 2009.





- OCIMF 2010.

Na początku określono tzw. współczynnik siły trzymania kotwicy (K), który jest zwyczajowo współczynnikiem mnożącym wagę kotwicy ( $W_k$ ). Siła trzymania kotwicy ( $F_k$ ) wyraża się, jako:  $F_k = K \cdot W_k$ . Niektórzy autorzy [Anchor manual 2010] czy Firma Bruce sugerują zależność nieco zmienioną w postaci  $F_k = K \cdot (W_k^{0,92})$ , gdzie symbol  $\wedge$  oznacza podniesienie do potęgi. Jest to jednak niewielka różnica niestosowana szeroko przez innych autorów w badaniach, więc zastosowano klasyczną zależność. Wartości współczynników trzymania i tarcia łańcucha o dno akwenu przedstawiono w tab. 5 i 6. Należy zauważyć, że przyjęcie rodzaju dna, z jakim mamy do czynienia, oraz co za tym idzie współczynnika trzymania kotwicy jest kluczowe i niesie za sobą najwięcej niepewności. W niniejszych badaniach przyjęto, że dno jest muliste z warstwą rzecznoego piasku osadowego pod spodem, a współczynnik trzymania kotwicy wybrano, konserwatywnie jako  $K=3,25$  co oznacza, że kotwica trzyma siłą ponad trzykrotnie większą od swojej masy.

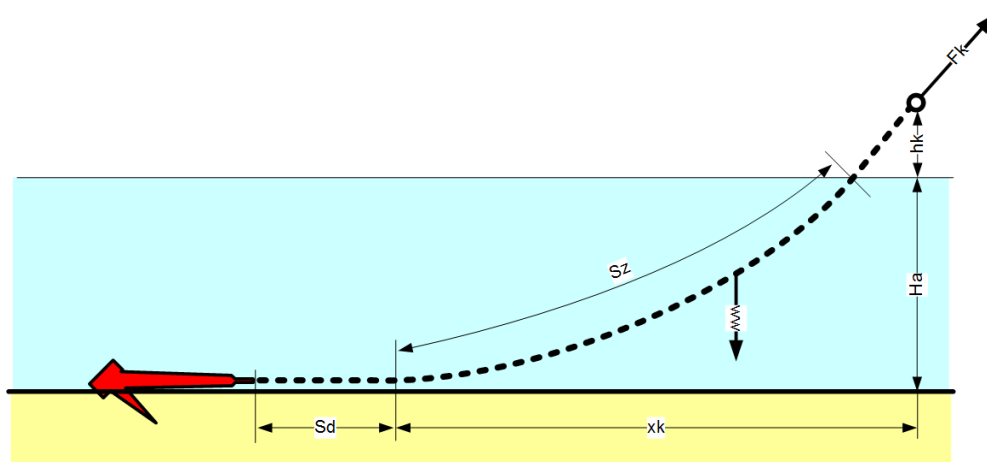
Dno	AC-14	JIS/Hall
Muł	10	3
Piasek	7	3.5
Żwir gruby	8	3.5
Skala/muł	2.4	1.8
Gлина	10	3.5

Tabela 5 – Współczynnik trzymania kotwic

Typ dna	Wsp. tarcia.
Muł	1
Piasek	0.75

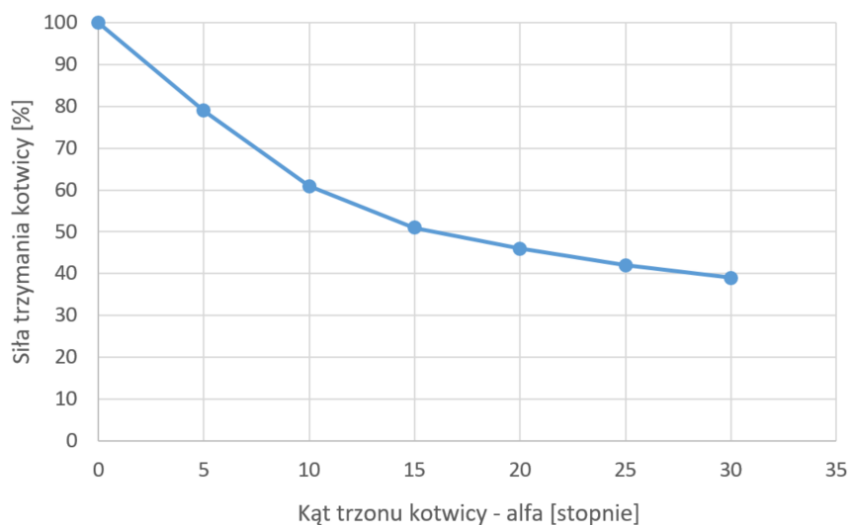
Tabela 6 – Współczynnik tarcia łańcuch – dno

Na rys. 12 określono oznaczenia, jakimi posługiwano się w dalszych obliczeniach związanych z trzymaniem kotwic. Zastosowano zależności pozwalające obliczyć na podstawie siły obciążenia łańcucha przez statek, wagi łańcucha oraz jego długości tzw. krzywą łańcuchową (ang. catenary), a w tym: punkt styku łańcucha z dnem akwenu ( $x_h$ ) oraz długość łańcucha leżącego na dnie ( $S_d$ ). Zależności i obliczenia przedstawiono w tab. 6.

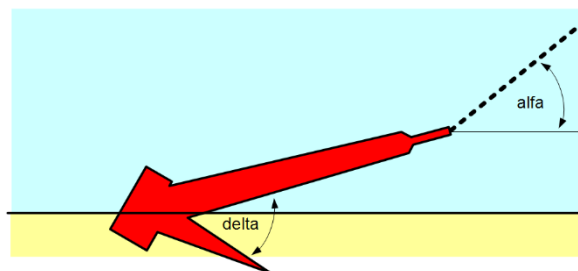


Rys. 12 – Krzywa łańcuchowa i przyjęte oznaczenia

W przypadku promów typu Bielik długość łańcucha kotwicznego wynosi jedynie 40 m. Zwyczajowo statki handlowe do skutecznego zakotwiczenia wykorzystują łańcuchy o długości dochodzącej do 4-6 wielokrotności głębokości akwenu. Nie wynika to bynajmniej z ciężaru samego łańcucha i dodatkowego oporu stawianego przez niego, ale z faktu, iż kąt podniesienia trzonu kotwicy, który występuje przy zbyt krótkim łańcuchu, wpływa niezwykle negatywnie na siłę trzymania kotwicy. Na podstawie analizy literatury, w tym pozycji [House 2002] i [OCIMF 2010] określono dla kotwicy patentowej Halla lub zbliżonych (tzw. kotwic bezpoprzeczkowych, ang. stockless) współczynniki zmniejszenia siły trzymania na skutek podniesienia trzonu kotwicy do góry, co następuje w przypadku zbyt krótkiego i lekkiego łańcucha. Wartości współczynników przedstawiono na rys. 13. Na rys. 14 przedstawiono definicję kąta alfa, czyli kąta podniesienia trzonu kotwicy.



Rys. 13 - Współczynnik zmniejszenia siły trzymania kotwicy na skutek podniesienia jej trzonu.



Rys. 14 – Definicja kąta podniesienia trzonu kotwicy.

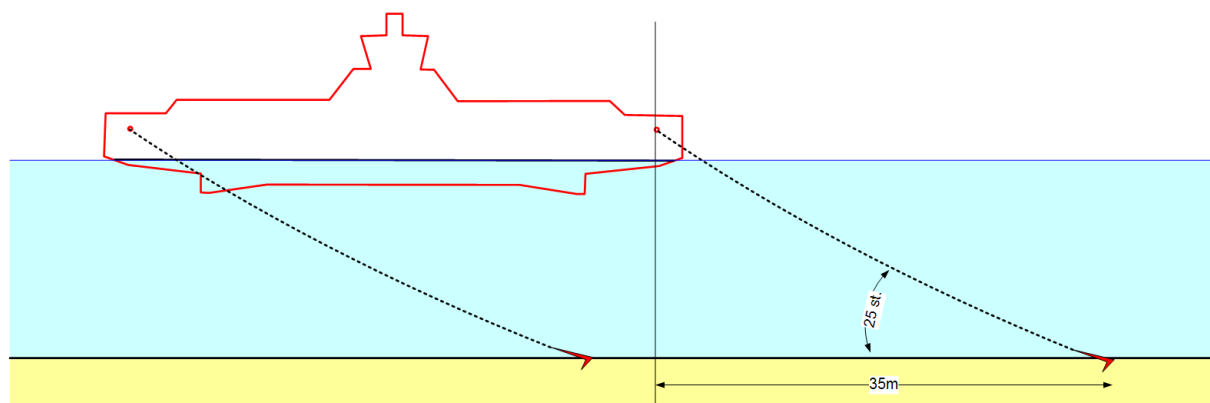
Obliczenia związane z trzymaniem kotwic przedstawiono w tab. 7. Widać, że dla przyjętych warunków prom nie jest w stanie bezpiecznie kotwiczyć i występuje deficyt sił do zatrzymania jego na miejscu. Analizując ruch promu przedstawiony na rys 5. oraz film wideo (Serwis Youtube: „Prom Bielik IV miał awarię silnika” Inoujście.pl z 09 stycznia 2019), gdzie widać, że prom nie kotwiczy w miejscu, ale wykazuje ruch o amplitudzie około 40m co potwierdza wyniki przedstawionych obliczeń. W obliczeniach nie uwzględniono wpływu porywów wiatru na układ sił, a wiadomo, że miał on taki charakter w dniu zdarzenia.

Lp	Nazwa	Symbol	Zależność	Wartość	Jednostki	Źródło/uwagi
1	Waga kotwicy	Wk		0.45	t	Dane statku
2	Waga jednostkowa łańcucha w powietrzu	Wjt		0.0075	t/m	
3	Współczynnik korekcyjny wagi kotwicy w wodzie	wkw		0.87	bez.	Literatura
4	Długość szakła łańcucha	Sz		27.5	m	
5	Współczynnik trzymania kotwicy	K		3.25	bez.	Tab. 7.1
6	Współczynnik tarcia łańcucha o dno	wt		1	bez.	Tab. 7.2
7	Głębokość akwenu	Ha		14	m	Sondaże
8	Poziom lustra wody w stos. do średniego	sw		0.9	m	
9	Głębokość akwenu z popr. na stan wody	H	$H=Ha+sw$	14.9	m	
10	Wysokość kluzy nad wodą	hk		2.5	m	
11	Liczba szakli wydana	lsz		1.5	Sz	
12	Długość łańcucha w wodzie	Sw	$Sw=lsz*Sz-hk$	38.8	m	
13	Maksymalna siła trzymania 1 kotwicy	Fk	$Fk=walfa*K*Wk$	1.6	T	Bez uwzgl. kąta podniesienia
14	Siła naporu wiatru	Fnw		5.20	T	Wiatr 11m/s
15	Siła naporu prądu	Fnp		0.31	T	Prąd 2w
16	Napór pędnika awaryjnego	Ta		3.27	T	
17	Suma sił zewnętrznych	Fn	$Fn=Fnp+Fnw-Ta$	2.24	T	
18	Siła na jedną kotwicę	Fnj	$Fnj=Fn/2$	1.12	T	
19	Siła na jednostkę wagi łańcucha w wodzie	Fjw	$Fjw=Fnj/(Wjt*wkw)$	171.9	T/T	
20	Długość łańcucha w zwisie nad dnem	Sz	$Sz=(H*(2*Fnj/(Wjt*wkw)-H))^0,5$	38.8	m	
21	Waga łańcucha wiszącego	ww	$ww=Sz*Wjt*wkw$	0.253	t	
22	Długość łańcucha leżącego na dnie	Sd	$Sd=Sw-Sz$	0.0	m	łańcuch nie leży na dnie
23	Siła trzymania łańcucha leżącego na dnie (tarcie)	Fł	$Fł=wt*Wjt*wkw*Sd$	0.0	T	Dodatkowa
24	Odległość do kontaktu łańcucha z dnem	xk	$xk=((Fjw-H)*ln((Sd+Fjw)/(Fjw-H)))$	35.2	m	
25	Sumaryczna maks. siła trzymania 1 kotwicy i łańcucha	Fkł	$Fkł=Fk+Fł$	1.6	T	
26	Znormalizowany współczynnik rozciągania łańcucha	T0	$T0=(Fnj^2-ww^2)^0,5$	1.1	T	
27	Kąt stycznej łańcucha przy dnie	alfa1	$alfa1=atan((H+hk)*(ww/Sz)/T0)$	5.93	stopni	
28	Kąt patrzenia na kotwicę kotwicę (kluza-kotwica)	alfakk	$sin(alfa)=(H+hk)/Sw$	24.87	stopni	
29	Kąt podniesienia kotwicy	alfa	jeżeli $(Sd=0; alfa=alfakk-alfa1; alfakk)$	18.94	stopni	
30	Współczynnik zmniejszenia siły trzymania kotwicy	walfa		0.47	bez.	Rys. 7.2 i 7.3
31	Szacowana siła rzeczywista trzymania 1 kotwicy	F1alfa	$walfa*Fkł$	0.73	T	
32	Szacowana siła trzymania 2 kotwic	F2alfa	$F2alfa=F1alfa*2$	1.47	T	
33	Różnica sił - siła wypadkowa	DF	$Df=F2alfa-Fn$	-0.78	T	Kotwice nie trzymają

Tabela 7 - Obliczenia związane z trzymaniem kotwicy, dla łańcucha o długości 1,5 szakła

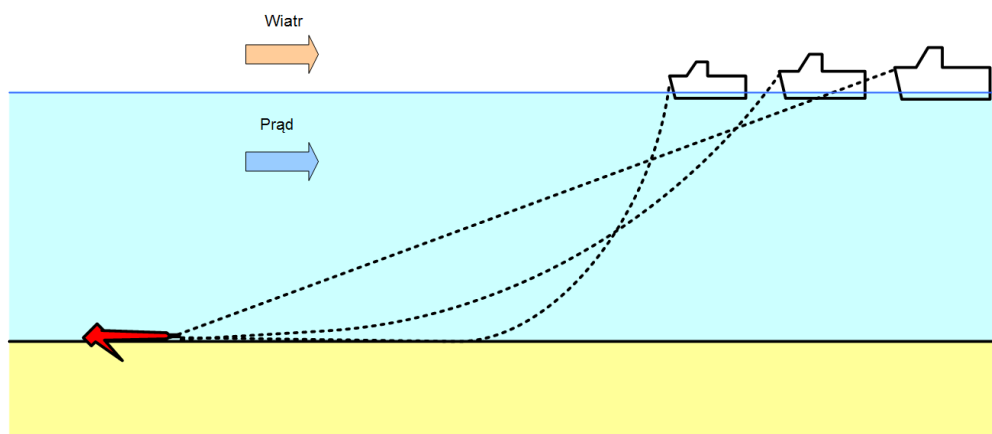
Prawdopodobny schemat kotwiczenia jednostki Bielik z dwiema kotwicami wyrzuconymi na maksymalną obecną długość łańcuchów przedstawiono na rys. 15, który wykonany jest

w skali. Widać, że kąt, jaki tworzy trzon kotwicy z łańcuchem jest znaczny (może dochodzić teoretycznie do 25 stopni, a w praktyce jest nieco mniejszy ze względu na wagę łańcucha). Wynika to z racji krótkiego i lekkiego łańcucha oraz dużej głębokości akwenu. Widać także, że łańcuch może nie mieć kontaktu z dnem akwenu, co negatywnie wpływa na siłę trzymania kotwicy.



Rys. 15 - Prawdopodobne kąty łańcucha i kotwic na awaryjnie kotwiczącym promie Bielik.

Problem zaniku krzywej łańcuchowej w wyniku zwiększania siły wiatru lub prądu ilustruje rys. 16. Na rysunku tym widać, że na skutek zwiększonych sił oddziaływania środowiska łańcuch został podniesiony z dna, a z nim trzon kotwicy działając niekorzystnie na jej siłę trzymania.



Rys. 16 - Problem zaniku krzywej łańcuchowej oraz podniesienia trzonu kotwicy przy wzroście wiatru/prądu lub wielkości jednostki.

W dalszym kroku, jako naturalne rozwiązanie rozpatrzono możliwość wydłużenia łańcucha kotwicznego o pewną wartość, aż do powstania większej krzywej kotwicznej i do momentu, gdy łańcuch swoją częścią dotknie dna, co spowoduje minimalizację kąta podniesienia trzonu



kotwicy. Długość łańcucha, przy której nie występuje podniesienie trzonu kotwicy w rozpatrywanych warunków są 3 szakle (82,5m). Symulowane wartości sił i układ krzywej kotwicznej dla dwóch łańcuchów o długości równej 3 szakłom przedstawiono w tab. 8. W badanym przypadku łańcuch spoczywa na dnie w odległości ok. 10m od trzonu kotwicy nie powodując jego podniesienia. Dalsze wydłużanie łańcucha przynosi oczywiście jeszcze lepsze efekty, jeśli chodzi o siłę trzymającą, ale jest nieuzasadnione ze względu na ograniczenie akwenu i bliskość brzegu. Dodatkowa siła trzymania kotwic wynosi ok. 1T.

Dodatkowo sprawdzono wariant, który polega na instalacji dłuższego łańcucha dla kotwicy dziobowej i pozostawieniu aktualnego dla kotwicy rufowej. Zaproponowano takie rozwiązanie, bo jest on korzystne ze względów operacyjnych i nie powoduje zagrożenia splątaniem łańcuchów. Wynika to z tego, że przy statku o małej długości podczas jednoczesnego rzucenia kotwic może nastąpić splątanie łańcuchów, co może dodatkowo pogorszyć sytuację. W tab. 9 przedstawiono wyniki obliczeń. Widać, że układ taki zapewni utrzymanie statku w zaistniałych warunkach wiatru o sile 10,5 m/s i prądu do 2 w działających z jednego kierunku.



Lp	Nazwa	Symbol	Zależność	Wartość	Jednostki	Źródło/uwagi
1	Waga kotwicy	Wk		0.45	t	Dane statku
2	Waga jednostkowa łańcucha w powietrzu	Wjł		0.0075	t/m	
3	Współczynnik korekcyjny wagi kotwicy w wodzie	wkw		0.87	bez.	Literatura
4	Długość szakła łańcucha	Sz		27.5	m	
5	Współczynnik trzymania kotwicy	K		3.25	bez.	Tab. 7.1
6	Współczynnik tarcia łańcucha o dno	wt		1	bez.	Tab. 7.2
7	Głębokość akwenu	Ha		14	m	Sondaże
8	Poziom lustra wody w stos. do średniego	sw		0.9	m	
9	Głębokość akwenu z popr. na stan wody	H	$H=Ha+sw$	14.9	m	
10	Wysokość kluzu nad wodą	hk		2.5	m	
11	Liczba szakli wydana	lsz		3.0	Sz	
12	Długość łańcucha w wodzie	Sw	$Sw=lsz*Sz-hk$	80.0	m	
13	Maksymalna siła trzymania 1 kotwicy	Fk	$Fk=walfa*K*Wk$	1.6	T	Bez uwzg. kąta podniesienia
14	Siła naporu wiatru	Fnw		5.20	T	Wiatr 11m/s
15	Siła naporu prądu	Fnp		0.31	T	Prąd 2w
16	Napór pędnika awaryjnego	Ta		3.27	T	
17	Suma sił zewnętrznych	Fn	$Fn=Fnp+Fnw-Ta$	2.24	T	
18	Siła na jedną kotwicę	Fnj	$Fnj=Fn/2$	1.12	T	
19	Siła na jednostkę wagi łańcucha w wodzie	Fjw	$Fjw=Fnj/(Wjł*wkw)$	171.9	T/T	
20	Długość łańcucha w zwisie nad dnem	Sz	$Sz=(H*(2*Fnj/(Wjł*wkw)-H))^0,5$	70.0	m	
21	Waga łańcucha wiszącego	ww	$ww=Sz*Wjł*wkw$	0.457	t	
22	Długość łańcucha leżącego na dnie	Sd	$Sd=Sw-Sz$	10.0	m	łańcuch leży na dnie
23	Siła trzymania łańcucha leżącego na dnie (tarcie)	Ft	$Ft=wt*Wjł*wkw*Sd$	0.1	T	Dodatkowa
24	Odległość do kontaktu łańcucha z dnem	xk	$xk=((Fjw-H)*\ln((Sd+Fjw)/(Fjw-H)))$	67.9	m	
25	Sumaryczna maks. siła trzymania 1 kotwicy i łańcucha	Fkł	$Fkł=Fk+Ft$	1.6	T	
26	Znormalizowany współczynnik rozciągania łańcucha	T0	$T0=(Fnj^2-ww^2)^0,5$	1.0	T	
27	Kąt stycznnej łańcucha przy dnie	alfa1	$alfa=atan((H+hk)*(ww/Sz)/T0)$	6.32	stopni	
28	Kąt patrzenia na kotwicę kotwicę (kluza-kotwica)	alfakk	$\sin(alfa)=(H+hk)/Sw$	0.00	stopni	
29	Kąt podniesienia kotwicy	alfa	jeżeli $(Sd=0; alfa=alfakk-alfa1; alfakk)$	0.00	stopni	
30	Współczynnik zmniejszenia siły trzymania kotwicy	walfa		1.00	bez.	Rys. 7.2 i 7.3
31	Szacowana siła rzeczywista trzymania 1 kotwicy	F1alfa	$walfa*Fkł$	1.62	T	
32	Szacowana siła trzymania 2 kotwic	F2alfa	$F2alfa=F1alfa*2$	3.25	T	
33	Różnica sił - siła wypadkowa	DF	$DF=F2alfa-Fn$	1.00	T	Kotwice trzymają

Tabela 8 - Obliczenia związane z trzymaniem kotwicy dla łańcucha o długości 3,0 szakla



Lp	Nazwa	Symbol	Zależność	Wartość	Jednostki	Źródło/uwagi
1	Waga kotwicy	Wk		0.45	t	Dane statku
2	Waga jednostkowa łańcucha w powietrzu	Wjt		0.0075	t/m	
3	Współczynnik korekcyjny wagi kotwicy w wodzie	wkw		0.87	bez.	Literatura
4	Długość szakla łańcucha	Sz		27.5	m	
5	Współczynnik trzymania kotwicy	K		3.25	bez.	Tab. 7.1
6	Współczynnik tarcia łańcucha o dno	wt		1	bez.	Tab. 7.2
7	Głębokość akwenu	Ha		14	m	Sondaże
8	Poziom lustra wody w stos. do średniego	sw		0.9	m	
9	Głębokość akwenu z popr. na stan wody	H	$H=Ha+sw$	14.9	m	
10	Wysokość kluzy nad wodą	hk		2.5	m	
11	Liczba szakli wydana	lsz		3.0	Sz	
12	Długość łańcucha w wodzie	Sw	$Sw=lsz*Sz-hk$	80.0	m	
13	Maksymalna siła trzymania 1 kotwicy	Fk	$Fk=walfa*K*Wk$	1.6	t	Bez uwzg. kąta podniesienia
14	Siła naporu wiatru	Fnw		5.20	t	
15	Siła naporu prądu	Fnp		0.31	t	
16	Napór pędnika awaryjnego	Ta		3.27	t	
17	Suma sił zewnętrznych	Fn	$Fn=Fnp+Fnw-Ta$	2.24	t	Wiatr 11m/s
18	Siła na jedną kotwicę	Fnj	$Fnj=Fn/2$	1.12	t	
19	Siła na jednostkę wagi łańcucha w wodzie	Fjw	$Fjw=Fnj/(Wjt*wkw)$	171.9	t/t	
20	Długość łańcucha w zwisie nad dnem	Sz	$Sz=(H*(2*Fnj)/(Wjt*wkw)-H)^{0,5}$	70.0	m	
21	Waga łańcucha wiszącego	ww	$ww=Sz*Wjt*wkw$	0.457	t	
22	Długość łańcucha leżącego na dnie	Sd	$Sd=Sw-Sz$	10.0	m	Łańcuch leży na dnie
23	Siła trzymania łańcucha leżącego na dnie (tarcie)	Ft	$Ft=wt*Wjt*wkw*Sd$	0.1	t	Dodatkowa
24	Odległość do kontaktu łańcucha z dnem	xk	$xk=((Fjw-H)*ln((Sd+Fjw)/(Fjw-H)))$	67.9	m	
25	Sumaryczna maks. siła trzymania 1 kotwicy i łańcucha	Fkt	$Fkt=Fk+ft$	1.6	t	
26	Znormalizowany współczynnik rozciągania łańcucha	T0	$T0=(Fnj^2-ww^2)^{0,5}$	1.0	t	
27	Kąt stycznnej łańcucha przy dnie	alfa1	$alfa=atan((H+hk)*(ww/Sz)/T0)$	6.32	stopni	
28	Kąt patrzenia na kotwicę kotwicę (kluzo-kotwica)	alfakk	$sin(alfa)=(H+hk)/Sw$	0.00	stopni	
29	Kąt podniesienia kotwicy	alfa	jeżeli $(Sd=0; alfa=alfakk-alfa1; alfakk)$	0.00	stopni	
30	Współczynnik zmniejszenia siły trzymania kotwicy	walfa		1.00	bez.	Rys. 7.2 i 7.3
31	Szacowana siła trzymania kotwicy dziobowej	F1alfa	$F1alfa=walfa*Fkt$	1.62	t	
32	Siła kotwicy rufowej	F2alfa		0.75	t	z obliczeń w Tab.7.2
33	Szacowana siła trzymania 2 kotwic	Falfa	$Falfa=F1alfa+F2alfa$	2.37	t	
34	Różnica sił - siła wypadkowa	DF	$Df=Falfa-Fn$	0.13	t	Kotwice trzymają

Tabela 9 - Obliczenia związane z trzymaniem kotwicy dla łańcucha dziobowego o długości 3 szakle i rufowego o długości 1,5 szakla (niezmienionego)

### 7.3. Załącznik 3 – Wybrane parametry promu Bielik IV

Na podstawie danych zebranych od armatora promu (Żegluga Świnoujska) oraz własnych oszacowań określono następujące, istotne dla zdarzenia i obliczeń parametry promu Bielik:

- Długość całkowita  $L=49,90$  m
- Szerokość  $B=15,60$  m
- Szerokość całkowita (z odbojnicami)  $B=16,20$  m
- Zanurzenie konstrukcyjne  $T=2,25$  m
- Pojemność brutto 773,0
- Pojemność netto 231,0
- Wysokość boczna (do pokł. głównego)  $H=4,60$ m
- Moc napędu głównego 750 kW
- Moc napędu pomocniczego (awaryjnego) 170 kW
- Dwa symetryczne pędniki hydrauliczne azymutalne umieszczone na dziobie i rufie
- Średnica śruby 1,57m
- Skok śruby 1,635m



- Liczba skrzydeł śruby 4
- Liczba śrub 2 (dziób i rufa)
- Liczba członków załogi 5
- Max. liczba pasażerów 695
- Napęd awaryjny działa tylko na pędnik rufowy
- Identyfikacja dziobu: poprzez usytuowanie komina na prawej burcie
- Powierzchnia nawiewu poprzeczna  $F_x = 125m^2$
- Powierzchnia nawiewu wzdłużna  $F_y = 200m^2$
- Powierzchnia zanurzonej części kadłuba poprzeczna  $P_x = 37m^2$
- Powierzchnia zanurzonej części kadłuba wzdłużna  $P_y = 200m^2$
- Typ kotwicy: patentowa Halla
- Liczba kotwic 2
- Waga pojedynczej kotwicy 450kg
- Długość trzonu kotwicy 1170mm
- Długość pazurów 614mm
- Rozpiętość pazurów 614mm
- Kąt między trzonem a pazurami  $\Delta = 45$  stopni (szacowany)
- Długość jednego łańcucha 40m (1,5 szakla)
- Średnica łańcucha 17,5mm
- Waga pojedynczego łańcucha 300kg
- Jednostkowa waga łańcucha 7,5kg/m
- Wysokość kluzy kotwicznej nad wodę 2,5m
- Odległość kluzy od dziobu/rufy 2,3m

## 8. Spis rysunków

<i>Rys. 1 – Rejon eksploatacji promu (Google Maps – serwis 2019) .....</i>	<i>2</i>
<i>Rys. 2 - Przykładowy zrzut ekranu zapisu wideo z VTS, sytuacji podczas zdarzenia (godz. 18:45). .....</i>	<i>10</i>
<i>Rys. 3 - Sekwencja położenia jednostki podczas zdarzenia (czasy co 1min.) .....</i>	<i>11</i>
<i>Rys. 4 - Odtworzenie pozycji jednostki podczas zdarzenia (współrzędne lokalne w metrach, czasy co 1min.) .....</i>	<i>12</i>





Rys. 5 - Prędkości wzdłużna ( $v_x$ ) i poprzeczna ( $v_y$ ) w m/s (czasy co 1 min. od 1845 do 1909, razem 24 minuty).....	12
Rys. 6 - Batymetria akwenu (na podstawie sondaży UM w Szczecinie).....	13
Rys. 7 - Prawdopodobny układ sił na promie podczas awaryjnego kotwiczenia.....	14
Rys. 8 - Plan generalny promu Bielik III (jednostki siostrzanej promu Bielik IV ). Widok z prawej burty. Na rysunku widoczne rozmieszczenie pędników azymutalnych.....	15
Rys. 9 - Szacowane współczynniki aerodynamiczne naporu powietrza poprzeczny ( $C_x$ ) i wzdłużny ( $C_{py}$ ) wzdłużny ( $C_y$ ) oraz współczynniki naporu prądu poprzeczny ( $C_{px}$ ).....	20
Rys. 10 - Definicja kąta natarcia wiatru i prądu .....	20
Rys. 11- Dodatkowy współczynnik dla statku poruszającego się na płytkowodziu [Hansen 1997] .....	21
Rys. 12 – Krzywa łańcuchowa i przyjęte oznaczenia .....	24
Rys. 13 - Współczynnik zmniejszenia siły trzymania kotwicy na skutek podniesienia jej trzonu. ....	24
Rys. 14 – Definicja kąta podniesienia trzonu kotwicy. ....	25
Rys. 15 - Prawdopodobne kąty łańcucha i kotwic na awaryjnie kotwiczącym promie Bielik. 26	
Rys. 16 - Problem zaniku krzywej łańcuchowej oraz podniesienia trzonu kotwicy przy wzroście wiatru/prądu lub wielkości jednostki. ....	26

## 9. Spis zdjęć

Zdjęcie 1 – Prom pasażersko-samochodowy Bielik IV [źródło: <a href="http://www.eswinoujście.pl/2015">www.eswinoujście.pl/2015</a> ] ...	3
Zdjęcie 2 – Karter silnika po wypadku.....	7
Zdjęcie 3 – Wyrwana pokrywa karteru układu 6 .....	7
Zdjęcie 4 – Zniszczony układ 6.....	7
Zdjęcie 5 – Panel alarmów na mostku promu.....	8
Zdjęcie 6 – Panel alarmów i informacji w siłowni promu .....	9
Zdjęcie 7 - Usytuowanie stacji radarowej VTS Kosa w rejonie stawy Kosa N (foto: B.Szymczyk – Google Earth). ....	11

## 10. Spis tabel

Tabela 1 - Zapis podstawowych parametrów jednostki podczas zdarzenia.....	13
Tabela 2 – Określenie naporu awaryjnego urządzenia napędowego .....	16



<i>Tabela 3 - Summaryczne siły na promie przy zwiększaniu długości łańcuchów (oba jednakowej długości) i prędkości wiatru w rejonie przeprawy.....</i>	<i>17</i>
<i>Tabela 4 - Określenie obciążenia od wiatru i prądu.....</i>	<i>22</i>
<i>Tabela 5 – Współczynnik trzymania kotwic .....</i>	<i>23</i>
<i>Tabela 6 – Współczynnik tarcia łańcuch – dno.....</i>	<i>23</i>
<i>Tabela 7 - Obliczenia związane z trzymaniem kotwicy dla łańcucha o długości 1,5 szakla....</i>	<i>25</i>
<i>Tabela 8 - Obliczenia związane z trzymaniem kotwicy dla łańcucha o długości 3,0 szakla....</i>	<i>28</i>
<i>Tabela 9 - Obliczenia związane z trzymaniem kotwicy dla łańcucha dziobowego o długości 3 szakle i rufowego o długości 1,5 szakla (niezmienionego).....</i>	<i>29</i>

## 11. Źródła informacji

Powiadomienie o wypadku,

Materiały i dokumenty otrzymane od armatora, PRS

Wysłuchania armatora i członków załogi,

Opinia ekspercka sporządzona przez Lucjana Gucmę– eksperta PKBWM

## 12. Bibliografia

1. Anchor manual 2010. Vryhof Anchors B.V.
2. Bagniewski M., Wyrzykowski J. 1980. Siły uciągu holowników do manewrowania statkiem w porcie. Budownictwo Okrętowe nr 5.
3. Brix J. 1992. Maneuvering technical manual. Seehafen Verlag. Hamburg.
4. Chachulski K., Kuszmider S. 1985. Podstawy eksploatacji napędu okrętowego. WSM Szczecin.
5. Drift characteristics of 50,000 to 70,000 DWT tankers. 1982. Praca zbiorowa. Witherby and Co. London.
6. Edwards, R.Y. 1985. Hydrodynamic Forces on Vessels Stationed in a Current, OTC 5032.
7. English J. 1970. Moving ships sideways Shipping World and Shipbuilder vol 4.
8. Gerr D. 2001. Propeller Handbook. The Complete Reference for Choosing, Installing and Understanding Boat Propellers. International Marine Ragged Mountain Press.
9. Gućma L. 2009. Zarządzanie ryzykiem morskim. AM w Szczecinie.



10. Gucma L. 2012. Zarządzanie ryzykiem w rejonie mostów usytuowanych nad drogami wodnymi w aspekcie uderzenia jednostek pływających. AM w Szczecinie.
11. Gucma S. 1990. Metody wyznaczania i kształtowania dróg wodnych. WSM Szczecin.
12. Gunnu G. Wu X. i Moan T. 2012. Anchor Handling Vessel Behavior in Horizontal Plane in a Uniform Current Field During Operation Marine Operations Specialty Symposium (MOSS 2012)
13. Hancox M. 1994. Anchor Handling. Oilfield seamanship. Oilfield Publications, Ledbury.
14. Hensen H. 2003. Tug Use in Port: A Practical Guide. The Nautical Institute.
15. Hinz E.R. 2009. The Complete Book of Anchoring and Mooring. Cornell Maritime Tidewater Pub.
16. Hooft J. 1973. Maneuvering large ships in shallow water - I. The Journal of Navigation vol 26.
17. House D.J. 2002. Anchor Practice. 1st Ed. Witherby.
18. Kijjama K. i inni 1992. Maneuvering conditions of ship in deep and shallow water as a function of loading conditions. Maneuvering and Control of Marine Craft CMP.
19. Nowicki A. 1999. Wiedza o manewrowaniu statkami morskimi, Gdynia.
20. OCIMF 1994. Oil Companies International Marine Forum (OCIMF), Prediction of Wind and Current Loads on VLCCs. Witherby and Co. London.
21. OCIMF 2010. Estimating The Environmental Loads On Anchoring Systems Information Paper First Edition.
22. Przepisy Portowe 2019. Zarządzenie nr.3 Dyrektora Urzędu Morskiego w Szczecinie z 26.06.2013. Tekst ujednolicony wg stanu prawnego na dzień 4 marca 2019 r.
23. Remery, G.F.M. i Van Oortmerssen G. 1973. The Mean Wave, Wind and Current Forces on Offshore Structures and their Role in the Design of Mooring Systems, OTC 1741..
24. Sadakane H. i inni. 2003. The prediction of hydrodynamic forces acting on ship hull undergoing lateral berthing maneuver in shallow water. Konferencja Marsim, Kanazawa.
25. Shin H., Seo B. i Lee J. 2011. Experimental study of embedding motion and holding power of drag embedment type anchor on hard and soft seafloor. International Journal of Naval Architect and Ocean Engineering.



26. Yu-Xiao R., Zhen-Ming L, Li-Qiang S. i Shu-Wang Y. 2016. Model tests of dragging Hall's anchors in sand. Journal of Marine Science and Technology.

### **13. Skład zespołu badającego wypadek**

kierujący zespołem – Marek Szymankiewicz – sekretarz PKBWM

członek zespołu – Tadeusz Wojtasik – Przewodniczący PKBWM