바람 하중에 의한 크루즈선의 횡경사 예측 및 제어에 관한 연구

김재한¹ · 김용환^{1,†} · 김용수²
서울대학교 조선해양공학과¹
대우조선해양주²

Study on Prediction and Control of Wind-Induced Heel Motion of Cruise Ship

Jae-Han Kim¹ · Yonghwan Kim^{1,†} · Yong-Soo Kim²
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University¹
Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering Co., Ltd.²

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

The present study considers the prediction of wind-induced heel of cruise ship and its stabilization. Wind load in ocean exerts on the surface of superstructure of cruise ship, which causes the heel moment on the ship. The calculation of wind load starts from choosing wind speed profile, so that the logarithmic wind profile model is applied in this study. Heel moment by wind load is calculated by adopting approximate formulation and applied to the ship motion analysis in time domain. Motion stabilizers, such as stabilizing fin and U-tube tank, are considered to reduce the heel effect as well as excessive roll motion. From this study, it is expected that the present method can be applied to the prediction and stabilization of the heel motion of cruise ships.

Keywords : Wind load(바람 하중), Heel(횡경사), Motion control(운동제어), Stabilizing fin(핀 안정기), U-tube tank(유(U)자관 탱크), Cruise ship(크루즈선)

1. 서론

크루즈선은 선상뿐만 아니라 내륙에서의 관광 및 휴양을 목적으로 하므로 여정 중 상당한 시간 동안 연안을 따라 항해를 한다. 이때 선박은 해양과 내륙 사이를 부는 바람의 영향을 진행 방향의 횡 방향으로 받게 되며, 이러한 바람에 의한 하중이 과도할 경우 바람 하중에 의해 배가 횡 방향으로 기울어지는 현상인 횡경사(heel)가 발생하게 된다. 이러한 횡경사 현상은 수면 위 상부 구조가 다른 선박에 비하여 상대적으로 큰 크루즈선에서 발생할 가능성이 높으며, 이는 승선감 및 선박의 원활한 항해에 좋지 않은 영향으로 작용하므로 반드시 보정해야 한다. 이를 위하여 일반적으로 선박에 적용할 수 있는 핀 안정기(stabilizing fin) 또는 횡경사 감쇠 탱크(anti-heeling tank)에 의한 기계적 능동제어, 대형 스케그(skeg) 등을 가지는 선형 설계 및 바람의 저항을 줄이기 위한 수면 위 상부 구조의 최적 설계 등의 방법을 이용할 수 있다. 이 중 본 연구에서는 핀 안정기와 유(U)자관 탱크(U-tube tank) 형태의 횡경사 감쇠탱크를 고려한다. 핀 안정기는 횡동요

(roll) 감쇠를 위하여 대부분의 크루즈선에서 사용하고 있으며 저항의 감쇠를 위하여 주로 선체 내부에 수납되는 형태(retractable type)로 적용되고 있다. 유(U)자관 탱크(U-tube tank)를 이용한 횡경사 감쇠 탱크는 최근 건조된 대형 크루즈선에서 적용되는 사례가 있다. 유(U)자관 탱크는 선박의 운동을 제어하기 위하여 사용하는 대표적인 장비 중의 하나로 핀 안정기와는 달리 선박의 속도에 의존하지 않는 특징을 가지고 있다. 선박 내의 밸러스트 탱크 등을 활용하는 방법으로 적용할 수 있으나 충분한 제어 성능을 확보하기 위해서 상대적으로 큰 공간을 차지하며 유동의 빠른 제어를 위하여 높은 용량의 구동 장치(actuator)를 필요로 한다는 단점도 가지고 있다.

선박의 횡 동요를 줄이기 위한 핀 안정기의 성능에 관한 체계적인 연구는 1940년대부터 본격적으로 이루어지기 시작했다. 대표적으로 Allan (1945)은 핀에 의하여 발생하는 양력(lift force)에 대한 이론적 해석을 수행하고 이것을 규칙 파에서의 횡동요 운동 제어 실험을 통해 확인한 바 있으며, Lloyd (1989)는 핀 안정기를 설계할 때 고려해야 하는 빌지 킴(bilge keel)과 여러 개의 핀에 의한 간섭 현상, 핀의 크기와 형상, 주파수 영역의 제어기 설계에

관한 연구를 수행하였다. 이러한 핀 안정기의 성능 해석 및 설계에 관한 다양한 연구들은 Bhattacharyya (1978)와 Lloyd (1989)에 의해 정리되어 현재까지 핀 안정기에 관한 기초적인 참고 문헌으로 인용되고 있다. 능동 제어가 가능한 유(U)자관 탱크는 횡동요 제어를 목적으로 최근까지 지속적인 연구가 이루어지고 있다. 1910년대 Frahm이 횡동요 감쇠를 위한 유(U)자관 탱크를 도입한 이래 초기에는 Minorski (1935), Stigter (1966), Lloyd (1989) 등에 의하여 유(U)자관 탱크 내부 유체의 높이 변화와 선박 횡동요의 위상 차를 이용한 횡동요 감쇠에 관한 이론적인 연구들이 수행되었다. 이후 Webster (1967), Moaleji and Greig (2007), Marzouk and Nayfeh (2009) 등의 연구들을 통해 능동 제어 기법을 포함한 횡동요 감쇠 탱크에 관한 연구가 수행된 바 있다.

본 연구에서는 바람 하중에 의한 크루즈선의 횡경사 예측을 위하여 횡경사 모멘트(heel moment) 계산 프로그램을 개발하고 이를 선행 연구 (Kim & Kim, 2010)를 통하여 개발한 바 있는 시간 영역의 크루즈선 운동 해석 프로그램인 WSH-CRUISE에 적용하여 바람 하중에 의한 크루즈선 운동으로의 영향을 고찰한다. 또한 바람 하중에 의하여 발생한 횡경사를 감쇠하기 위하여 핀 안정기 및 유(U)자관 탱크를 제어 장치로 사용하는 능동 제어 기법을 적용한다. 핀 안정기 및 유(U)자관 탱크의 제어를 위해서는 선형 최적 제어 기법 중 하나인 LQR(linear quadratic regulator) 기법을 사용하며, 실제 작동 환경과 유사한 조건에서의 제어기 설계를 위하여 제약 조건 또한 함께 고려한다. 이러한 기법들을 운동 해석 프로그램에 적용한 후 실제 크루즈선의 운항 중 발생할 수 있는 적절한 해상 조건을 설정하여 해석을 수행하여 결과를 고찰한다.

2. 배경 이론

2.1 바람 하중의 계산

크루즈선의 바람 하중에 관하여 최근에 수행되었던 연구 중, 대형 여객선 및 크루즈선을 대상으로 한 바람 하중에 의한 횡경사 모멘트를 구하기 위한 추정식을 유도한 Fujiwara and Ueno (2006)의 연구가 있다. 이는 Blendermann (1994)이 수행한 바 있는 다양한 선종의 풍동 실험 결과를 대상으로 회귀 분석을 수행하여 바람 하중 계산 추정식을 도입한 연구 결과를 바탕으로 하고 있다. 본 연구에서는 이와 같은 실험 결과에 의한 추정식을 유도한 선행 연구를 바탕으로 하여 바람 하중 예측 기법을 개발한다. Fig. 1은 바람 하중 계산을 위한 좌표계 정의를 보여주고 있으며, Fig. 2와 Table 1은 바람 하중 계산에 필요한 파라미터의 정의를 나타낸다. 이 중 바람 하중을 추정하기 위한 면적을 정의하는 파라미터는 선박의 종류 및 크기에 따라 그 값의 큰 차이가 나타날 수 있으며 이는 바람 하중에 의한 횡경사 모멘트의 크기에 상당한 영향을 미치게 되므로 해석 수행 시 적절히 고려할 필요가 있다. 바람이 있는 해상에서 운항 중인 선박에 가해지는 바람 하중에 의한 횡경사 모멘트 K_A 를 구하기 위한 추정식은 다음과 같다.

$$K_A = C_H(\phi) C_{AK}(\psi_A) q_A A_L H_L \quad (1)$$

여기서 C_H 는 횡경사 효과 계수(heel effect coefficient)로 선박의 횡경사 각 ϕ 에 의한 모멘트의 크기 변화를 고려한 값으로 다음 식으로 나타낼 수 있다.

Fig. 1 Coordinate system for calculation of wind load

(a) Lateral view

(b) Front view

Fig. 2 Definition of parameters for calculation of wind load and projected areas

Table 1 Description of parameters

ρ_A	air density (kg/m ³)
U_T	true wind speed (m/s)
ϕ	heel angle
ψ	true wind direction (rad)
ψ_A	relative wind direction (rad)
U	advanced speed of the ship (m/s)
L_{OA}	overall length of the ship (m)
A_F	frontal projected area (m ²)
A_L	lateral projected area (m ²)
B	breadth of the ship (m)
H_L	mean height of the ship (equal to A_L/L_{OA}) (m)
H_C	height from calm water surface to center of lateral projected area C (m)
H_{BR}	height of top of superstructure (m)

Fig. 3 Experimental result of heel moment variation by heel angle (Serra, 2002)

$$C_H(\phi) = 0.355\phi + 1.0 \quad (2)$$

횡경사 효과 계수를 구하기 위한 식 (2)는 크루즈선에 비하여 상부 구조물의 크기가 작은 일반적인 상선을 대상으로 한 추정식이다. 이를 보완하기 위하여 본 연구에서는 유럽의 주요 크루즈선 조선소 중 하나인 이탈리아의 Fincantieri에서 수행한 바 있는 크루즈선 모형을 이용한 풍동 실험 결과를 검토하였다 (Serra, 2002). 이 실험에서는 두 가지 크루즈선 모델 선형이 사용되었는데, 그 중 Fig. 3에서 확인할 수 있는 No. 1852 모델은 본 연구에서 대상 크루즈선 모델로 사용한 선형과 유사 선형인 것으로 추정되었다. 따라서 앞서 언급한 바람 하중에 의한 횡경사 모멘트의 추정식 중 횡경사 효과 계수 C_H 의 값은 이 때 수행한 풍동 실험의 결과를 이용하여 적용한다. 이 실험은 그 목적이 횡 방향 바람 하중에 대한 안정성을 평가하는 것에 있었기 때문에 바람 하중의 조건이 고정되어 있고 횡경사의 각 변화만 있는 조건으로 수행되었다. 구체적인 실험 조건으로, 바람의 방향은 90도이며, 속도는 13 m/s ($Re=2 \times 10^6$)로 고정되었다. 따라서 이 실험 결과로부터 실제로 얻을 수 있는 자료는 Fig. 3에서 나타나 있는 횡경사 각 변화에 따른 모멘트 크기의 변화임을 알 수 있다. 식 (2)의 횡경사 모멘트 추정식에서는 계수를 이용하여 횡경사 각이 증가함에 따라 모멘트의 크기가 증가하는 것으로 적용되어 있으나, 실제 풍동 실험 결과에서는 횡경사 각이 증가함에 따라 모멘트의 크기는 감소하는 것으로 나타난다. 횡경사 각이 20도 이내에서는 횡경사 모멘트의 크기가 5~10% 감소하며, 추정식의 횡경사 효과 계수 C_H 의 값은 이러한 실험 값에 근거하여 적용해야 할 필요가 있다. 따라서 본 연구에서는 이러한 풍동 실험 결과로부터 다음과 같은 추정식을 도출하여 사용한다.

$$C_H(\phi) = \begin{cases} -0.00738\phi + 1.0 & \text{for } -20 \leq \phi < 0 \text{ (deg)} \\ -0.00757\phi + 1.0 & \text{for } 0 \leq \phi \leq 20 \text{ (deg)} \end{cases} \quad (3)$$

식 (1)에서 C_{AK} 는 횡경사 모멘트 계수(heel moment coefficient)로 선박에 가해지는 바람의 상대적인 방향 ψ_A 에 따른 횡경사 모멘트의 크기 변화를 고려하기 위한 값으로 조건에 따라 나누어진

다음 두 개의 식 (4) 또는 (5)를 이용하여 구할 수 있다. 본 연구에서 고려한 크루즈선 모델의 경우 H_C/L_{OA} 의 값이 약 0.063이므로 두 개의 식 중, 식 (4)를 적용한다.

$$\text{For } \frac{H_C}{L_{OA}} \leq 0.097 \quad (4)$$

$$C_{AK}(\psi_A) = C_{AY}(\psi_A) \cdot \left(0.0737 \left(\frac{H_C}{L_{OA}} \right)^{-0.821} \right)$$

$$\text{For } \frac{H_C}{L_{OA}} > 0.097 \quad (5)$$

$$C_{AK}(\psi_A) = C_{AY}(\psi_A) \cdot 0.500$$

여기서 C_{AY} 는 횡비람 하중 계수(lateral wind force coefficient)로 선박에 측면에 가해지는 바람 하중의 크기를 바람의 상대적인 방향 ψ_A 에 따른 값으로 나타낸 것이다. 이 값은 기존의 상선들을 대상으로 수행한 풍동 실험 결과를 바탕으로 하여 얻은 추정식을 이용하여 구할 수 있다.

식 (1)에서 q_A 는 고도에 따른 바람 속도 변화를 고려한 선박에 가해지는 압력을 의미하며 역시 다음과 같은 추정식을 이용하여 계산할 수 있다.

$$q_A = \frac{1}{2} \rho_A U^2 + k_q \left\{ \frac{1}{H_L} \int_{H_L} \frac{1}{2} \rho_A U_T'^2 dz \right\} + (1 - k_q) \left(\frac{1}{2} \rho_A U_T'^2|_{H_L} \right) + 2 \cos(\psi) \sqrt{\frac{1}{2} \rho_A U^2 \cdot \left\{ k_q \left(\frac{1}{H_L} \int_{H_L} \frac{1}{2} \rho_A U_T'^2 dz \right) + (1 - k_q) \left(\frac{1}{2} \rho_A U_T'^2|_{H_L} \right) \right\}} \quad (6)$$

여기서 k_q 는 실험 결과를 통해 얻는 경험 값으로 최대 1.0 이내의 값을 적용한다. U_T' 는 고도 z 에 따른 바람의 속도를 의미하여 바람의 속도 프로파일 모델(wind speed profile model)을 도입하여 계산한다.

이 때 사용하는 바람의 속도 프로파일은 연안에서와 원양에서의 차이를 고려하기 위하여 DNV Recommended Practice C205 (DNV, 2010)에서 제안하고 있는 바람의 속도 프로파일 모델을 적용한다. 이는 로그 프로파일 모델(logarithmic profile model)로 표면 거칠기(surface roughness) 개념을 도입하여 바람이 부는 지역의 표면 상태를 고려할 수 있게끔 한 것이며, Fig. 4는 이에 대한 개념을 보여주고 있다. 로그 프로파일 모델에 의한 고도에 따른 바람의 속도 변화는 다음과 같은 식으로 얻을 수 있다.

$$U(z) = U(H) \left(1 + \frac{1}{k_a} \sqrt{\kappa} \ln \frac{z}{H} \right) \quad (7)$$

Fig. 4 Wind speed profile

여기서 $U(H)$ 는 고도 10m에서 10분 동안 부는 바람의 평균 속도를 의미하며, 상수 k_a 는 von Karman's constant로 0.4의 값을 사용하며, 계수 κ 는 표면 마찰 계수(surface friction coefficient)로 다음 식을 이용하여 얻을 수 있다.

$$\kappa = \frac{k_a^2}{\left(\ln \frac{H}{z_0}\right)^2} \quad (8)$$

여기서 z_0 는 지형 거칠기 파라미터(terrain roughness parameter)로 원양(open sea)과 연안(coastal area)의 차이를 반영할 수 있도록 하는 값이다. 이 값은 다양한 형태로 정의할 수 있으나 여기서는 DNV RP C205에서 정의하고 있는 원양에서 0.00001, 연안에서 0.001의 값을 사용한다. 이를 이용한 실제 계산을 수행한 결과 바람 속도 프로파일에서의 지형 거칠기 파라미터에 의한 차이는 주로 고도 20m 이상에서 발생함을 확인하였다. 본 연구에서 고려한 대상 크루즈 선형은 상부 구조물의 높이가 최대 40m 이상이므로 이러한 영향이 크게 나타날 수 있음을 고려하여 해석할 필요가 있다.

2.2 운동 제어 기법

핀 안정기를 이용한 크루즈선의 운동 제어 기법에 관한 연구는 횡동요 및 종동요(pitch) 제어를 위한 지난 연구를 통하여 수행된 바 있다 (Kim & Kim, 2011). 본 연구에서는 동일한 핀 안정기 제어 기법을 이용하여 바람 하중에 의하여 발생하는 크루즈선의 횡경사 현상을 제어를 수행한다. 지난 연구에서 수행한 크루즈선의 횡동요 운동을 줄이기 위한 개발한 핀 안정기의 LQR 제어 기법은 횡경사 및 횡동요를 줄이기 위한 과정에서 동일하게 적용할 수 있다. 다만 제어기의 목적이 다르므로 이에 부합하게끔 이미 개발한 제어기의 적절한 튜닝을 수행할 필요가 있다. 잘 알려져 있는 바와 같이 핀 안정기의 효율은 선박의 속도가 충분할 경우에만 보장할 수 있다. 크루즈선의 설계 속도는 20노트 이상으로 속도를 가지고 순항할 경우에는 핀 안정기에 의한 효과를 충분히 얻을 수 있다. 그러나 연안 또는 항구에서 천천히 운항할 경우와 같이 전진 속도가 충분하지 않을 경우에는 핀 안정기에 의한 횡동요 및 횡경사의 충분한 감쇠 효과를 얻기가 어렵다. 따라서 이러한 경우 핀 안정기 이외의 다른 감쇠 장치가 필요하며, 이를 위하여 본 연구에서는 유(U)자관 형태의 횡경사 감쇠 탱크를 이용한 제어 기법을 도입한다. 여기서는 먼저 기존 연구에서 수행된 바 있는 핀 안정기를 이용한 제어 기법에 관한 이론을 살펴본다.

핀 안정기가 받음 각(angle of attack)을 가지고 빠른 속도로 물 속을 진행하면 양력이 발생한다. 핀 안정기를 이용한 운동 제어는 곧 원하는 방향과 크기의 양력을 발생시켜 이를 이용하는 것이며, 적절한 제어 기법을 통해 유도된 양력은 배의 운동을 저감시킬 수 있는 방향의 감쇠 모멘트를 만들게 된다. 또한 핀에 의하여 양력 외에 항력(drag force)이 발생하고, 항력은 양력에 비하여 상대적으로 크기가 작으나 정확한 계산을 위하여 본 연구에서는 제어기 설계 과정에 포함한다. 양력과 항력을 계산하기 위한 핀의 전진 속도, 전진 방향, 받음 각은 파랑과 선박의 운동에 의한 영향을 고려하여 계산한다 (Abkowitz, 1959). Fig. 5는 제어기를 설계하기 위하여 계산하는 핀에 의한 양력과 항력의 방향과

Fig. 5 Coordinate system and definition of parameters for motion control by stabilizing fin

크기 계산을 위한 속도를 나타내고 있다. 유효 받음 각(effective angle of attack) α_E 를 기준으로 한 양력과 항력에서 비롯한 수직 방향의 힘에 모멘트 암(moment arm)을 적용하여 핀 안정기에 의한 횡동요 운동 감쇠 모멘트(motion stabilizing moment)를 계산한다. 핀 안정기에 의한 운동 감쇠 모멘트의 유도 식은 제어 입력에 의한 핀의 받음 각(δ)에 대한 항, 선박의 운동과 파랑에 의한 받음 각에 대한 항, 그리고 핀에 의한 항력 항으로 분리할 수 있다. 제어기를 위한 상태 공간 방정식(state-space equation)에서는 제어 입력에 의한 운동 감쇠 모멘트를 분리한 후 이를 고려하여 제어기 설계를 진행하게 된다. 제어 기법으로 사용하는 LQR 제어는 시스템의 상태와 제어 입력으로 이루어진 비용 함수를 최소화하는 최적의 제어 기법이다. 제어 입력은 상태 변수와 제어 입력으로 구성된 비용 함수를 최소화하는 해를 구하여 결정하며, 이는 대수 리카티 방정식(algebraic Riccati equation)을 풀어서 얻을 수 있다. 따라서 LQR 기법을 이용한 제어기를 설계하기 위해서는 선박의 운동 방정식을 이용하여 상태 공간 방정식을 구성해야 한다. 식 (9)는 횡동요의 운동 방정식을 이용하여, 2개의 핀 안정기에 의한 횡경사 및 횡동요를 줄이는 목적을 가지는 제어기를 설계하기 위한 상태 공간 방정식을 유도한 것이다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_4 \\ \ddot{x}_4 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{c_{44}}{I_{44} + a_{44}} & -\frac{b_{44}}{I_{44} + a_{44}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_4 \\ \dot{x}_4 \\ x_4 \end{bmatrix} + \frac{1}{2} \rho S C_L \frac{V_S l_Y}{I_{44} + a_{44}} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_P \\ \delta_S \end{bmatrix} \quad (9)$$

여기서 x_4 는 선박의 횡동요 및 횡경사 각을 의미하며, I_{44} , a_{44} , b_{44} , c_{44} 는 각각 횡동요 운동 방정식의 관성모멘트, 부가관성모멘트, 감쇠계수, 복원력 계수를 의미한다. 제어 입력 항의 ρ , S , C_L 은 각각 물의 밀도, 핀 안정기의 투영 면적, 양력 계수를 의미하며, V_S 및 l_Y 는 핀의 진행 속도 성분과 모멘트 암을 의미한다. 제어 입력을 의미하는 δ 는 좌현(port side)과 우현(starboard) 성분으로 나누어 적용한다.

Fig. 6 Coordinate system and definition of parameters for motion control by U-tube tank

본 연구에서는 유(U)자관 탱크를 제어하기 위하여 기존 이론

중 Lloyd (1989)가 정리한 것을 바탕으로 능동 제어 기법을 적용한다. Fig. 6은 유(U)자관 탱크의 좌표계를 나타내고 있으며 여기서는 능동 제어를 위하여 탱크 하단부에 유동을 조절할 수 있는 펌프가 설치되어 있는 것으로 가정한다. 제어 입력은 펌프에 의한 탱크 내부의 물의 높이 변화를 만들어 내고, 이는 곧 운동 제어 모멘트 성분으로 바뀌어 선박의 운동 방정식에 반영된다. 크루즈선의 횡경사를 줄이기 위한 탱크의 제어를 설계하기 위하여 앞서의 핀 안정기의 경우와 유사하게 선박의 횡동요 운동 방정식과 탱크 내부의 물 높이에 대한 방정식을 사용하며, 이로부터 상태 공간 방정식을 유도한다. 따라서 필요한 선박의 횡동요 운동 방정식과 탱크의 물 높이에 관한 방정식은 각각 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$(I_{44} + a_{44})\ddot{x}_4 + b_{44}\dot{x}_4 + c_{44}x_4 = a_{4\tau}\ddot{\tau} + c_{4\tau}\tau + F_{Ext} \quad (10)$$

$$a_{\tau\tau}\ddot{\tau} + b_{\tau\tau}\dot{\tau} + c_{\tau\tau}\tau = -a_{x_4x_4}\ddot{x}_4 - c_{x_4x_4}x_4 + F_{\tau} \cdot r \quad (11)$$

여기서 x_4 는 횡경사 각, τ 는 탱크 내부 유체에 의한 높이 변화 각을 의미한다. 식에 사용하는 계수는 다음과 같으며, 이 중 g 는 중력 가속도, ρ_t 는 탱크 내부 유체의 밀도를 의미한다. F_{Ext} 및 F_T 는 각각 외력 항 및 탱크에 의한 감쇠 모멘트를 의미한다.

$$Q_t = \frac{\rho_t w_r w^2 x_t}{2}$$

$$a_{\tau 4} = Q_t(r_d + h_r)$$

$$c_{\tau 4} = Q_t g$$

$$a_{4\tau} = Q_t(r_d + h_r)$$

$$c_{4\tau} = Q_t g$$

$$a_{\tau\tau} = Q_t w_r \left(\frac{w}{2h_d} + \frac{h_r}{w_r} \right)$$

$$b_{\tau\tau} = Q_t q w_r \left(\frac{w}{2h_d^2} + \frac{h_r}{w_r^2} \right)$$

$$c_{\tau\tau} = Q_{t,g}$$

그리고 필요한 상태 공간 방정식의 상태 변수 x_s 를 정의한다.

$$x_S = \begin{bmatrix} \dot{x}_4 & \dot{x}_4 \tau \end{bmatrix}^T \quad (12)$$

앞서 기술한 두 개의 운동 방정식을 연립하여 정리하면, 횡경사 감쇠 탱크에 LQR 제어 기법을 적용하기 위한 상태 공간 방정식을 식 (13)과 같이 유도할 수 있다. 여기서 제어 입력은 펌프 압력에 의하여 변화하는 η 에 의한 감쇠 모멘트로 발생하며 이를 이용하여 횡경사 감쇠를 위한 수치 제어 기법을 구성할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \ddot{x}_4 \\ \dot{x}_4 \\ x_4 \\ \ddot{\tau} \\ \dot{\tau} \\ \tau \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{b_{44}}{A} & \frac{1}{A} \left(\frac{a_{4\tau}c_{\tau 4}}{a_{\tau\tau}} - c_{44} \right) & \frac{a_{4\tau}b_{\tau\tau}}{a_{\tau\tau}A} & \frac{1}{A} \left(\frac{a_{4\tau}c_{\tau\tau}}{a_{\tau\tau}} - c_{4\tau} \right) \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{a_{\tau 4}b_{44}}{B(I_{44} + a_{44})} & \frac{1}{B} \left\{ \frac{a_{\tau 4}c_{44}}{(I_{44} + a_{44})} - c_{\tau 4} \right\} & -\frac{b_{\tau\tau}}{B} & \frac{1}{B} \left\{ \frac{a_{\tau 4}c_{4\tau}}{(I_{44} + a_{44})} - c_{\tau\tau} \right\} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_4 \\ x_4 \\ \dot{\tau} \\ \tau \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{a_{4\tau}r}{a_{\tau\tau}A} \\ 0 \\ \frac{r}{B} \\ 0 \end{bmatrix} F_T + \begin{bmatrix} \frac{1}{A} \\ 0 \\ \frac{a_{\tau 4}}{B(I_{44} + a_{44})} \\ 0 \end{bmatrix} F_{Ext} \quad (13)$$

여기서, $A = I_{44} + a_{44} \frac{a_{4\tau}a_{\tau 4}}{a_{\tau\tau}}$ 및 $B = a_{\tau\tau} + \frac{a_{\tau 4}a_{4\tau}}{(I_{44} + a_{44})}$ 이다.

3. 수치 계산 결과

3.1 바람 하중의 계산 결과

수치 계산을 수행하기 위하여 선정한 크루즈선 모델의 주요 제원 및 바람 하중을 계산하기 위한 파라미터의 값은 Table 2에 나타나 있다. 필요한 파라미터를 계산하기 위한 크루즈선의 상부 구조물 형상은 Fig. 2에 나타나 있으며, 이 형상은 2004년 이탈리아의 조선소 Fincantieri에서 건조하여 현재 운영 중인 크루즈선 Caribbean Princess를 기준으로 한 것이다. 이 크루즈선 선형은 Fincantieri에서 유사 선형으로 현재까지 11척이 건조된 바 있다. 이 선형의 주요 제원은 수치 계산을 위한 본 연구의 크루즈선 선형의 제원과 유사하다.

Table 2 Principal particulars of model cruise ship and parameters for wind load calculation

L_{OA}	275.7 m
B	36.0 m
A_F	1738.3 m ²
A_L	9093.0 m ²
A_{OD}	4160.1 m ²
H_{BR}	46.2 m
H_C	17.3 m
H_L	33.0 m
ρ_A	1.2754 kg/m ³

따라서 앞서 기술한 횡경사 모멘트 추정식을 바탕으로 한 바람 하중 및 횡경사 모멘트 계산 프로그램을 작성하여 대상 크루즈선의 상부 구조물 형상 제원에 대한 계산을 수행하고 결과를 확인한다. Fig. 7은 바람 하중 계산을 수행한 결과 중 상대적인 바람

Fig. 7 Heel moment coefficient C_{AK} by wind direction

Fig. 8 Lateral wind force coefficient C_{AY} by wind direction

방향에 따른 횡경사 모멘트 계수 C_{AK} 의 변화를 나타낸 것이다. 이 결과에서는 상대적인 바람 방향 0도부터 180도 범위의 경향이 90도를 중심으로 대칭 형태를 보여주고 있음을 알 수 있다. 여기에서 주목할만한 점은 횡경사 모멘트 계수의 크기가 입사하는 바람의 방향이 90도가 아닌 60도와 120도 부근에서 최대로 나타난다는 점이다. 이러한 경향은 벌크선과 같은 일반적인 상선의 경우 바람의 방향이 90도에서 최대로 나타나는 것과 다른 것으로, 상부 구조물이 상대적으로 큰 크루즈선의 특징에 의한 것으로 해석할 수 있다. 이러한 사실을 확인하기 위하여 식 (4)에서 나타난 바와 같이 동일한 조건에서 횡경사 모멘트 계수를 결정하는 요소인 횡바람 하중 계수 C_{AY} 의 값의 경향을 확인할 필요가 있으며 그 결과는 Fig. 8에 나타나 있다.

Fig. 9 Contributions of lift and drag by wind

횡바람 하중 계수 C_{AY} 는 선박에 가해지는 바람의 방향에 따라 변화하며, 이는 바람에 의한 항력에 해당하는 요소인 F_{CF} 와 양력에 해당하는 요소인 F_{YLL} 를 합으로 결정된다. 이에 대한 개념은 Fig. 9로 이해할 수 있다. 이러한 경향은 다른 선박에 비하여 상대적으로 상부 구조물이 큰 크루즈선에서 나타날 수 있는 것으로, 크루즈선에 가해지는 바람 하중의 방향에 따라 바뀌는 양력에 의한 영향이 크기 때문에 횡경사 모멘트 계수의 값이 다른 경향을 보이는 것으로 볼 수 있다.

Fig. 10과 11은 각각 속도에 따른 바람 속도 프로파일과 그에 의한 횡경사 모멘트를 계산한 결과를 나타낸 것이다. 이때의 횡경사 모멘트는 선박이 전진 속도가 있는 경우를 나타낸 것으로 바람 방향에 따라 모멘트의 값이 전진 속도의 영향으로 인하여 Fig. 8의 횡경사 모멘트 계수와는 다른 경향을 보여주고 있으나, 전진 속도가 없는 경우에는 동일한 경향을 나타낸다. 이는 선박의 전진 속도가 있고 실제 바람 하중의 방향이 전면이면, 상대적으로 더 큰 크기의 바람 하중을 받게 되는 효과에 의하여 발생하는 비대칭 현상으로 해석할 수 있다. 또한 이 결과에서는 바람의 기준 속도에 따른 차이를 보여주고 있으며, 앞서 언급한 경향성

이 바람의 속도가 증가하여도 일정하게 유지되며, 크기는 속도에 비례하여 증가는 경향을 보이는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 10 Wind speed profile

Fig. 11 Heel moment by wind direction and wind speed

3.2 운동 제어 결과

앞서 언급한 바람 하중에 의한 횡경사 현상을 예측하기 위한 횡경사 모멘트의 계산 기법을 시간 영역의 크루즈선 운동 해석 프로그램에 적용한 후, 이를 이용한 운동 제어를 수행하여 결과를 확인한다. 그리고 핀 안정기를 이용한 횡경사 감쇠 성능을 확인하기 위하여 바람 하중에 의한 횡경사 모멘트가 가해지는 조건에서 운동 제어를 수행하여 전진 속도가 있는 경우 핀 안정기에 의한 이용한 횡경사 감쇠 가능성을 살펴본다.

Fig. 12는 수치 해석 대상 크루즈선의 패널 모델을 보여주고 있으며, 이 때 선체 및 자유표면에 분포한 패널의 수는 약 6600 개이다. Fig. 13은 바람 하중 및 규칙 파의 파랑 하중을 가해지는 조건에서 핀 안정기를 이용한 운동 제어를 수행한 결과를 나타낸 것이다. 핀 안정기를 제어하기 위한 제어 기법으로는 LQR 기법을 적용한다. 환경 조건은 규칙 파로 파고 1 m, 파 주파수 0.3 rad/s, 선수 각 90도, 바람 조건은 속도 22 m/s(Beaufort scale

9), 방향 90도이며, 선박의 속도는 25 knots($F_n=0.264$)의 조건으로 적용하였다.

계산 결과를 살펴보면 이와 같이 매우 강한 바람 및 파랑 하중이 동시에 적용되는 경우에도 운동 제어가 충분히 효과를 발휘할 수 있음을 확인할 수 있다. 다만 이처럼 강한 바람 및 파랑 하중

Fig. 12 Solution panels of model cruise ship

이 동시에 가해질 경우 초기에 많은 제어 입력을 필요로 함으로 인하여 초기 제어 입력이 포화 상태에 가까운 것 역시 확인할 수

Fig. 14 Result of motion control by using stabilizing fin: $F_n=0.211$, regular waves, $\beta=150^\circ$, Beaufort scale 7

(a) Roll & heel

(b) Control input

Fig. 13 Result of motion control by using stabilizing fin: $F_n=0.264$, regular waves, $\beta=90^\circ$, Beaufort scale 9, $\psi=90^\circ$

(a) Roll & heel

(b) Control input

Fig. 15 Result of motion control by using stabilizing fin: $F_n=0.264$, sea state 6, $\beta=90^\circ$, Beaufort scale 8, $\psi=90^\circ$

있다. 이후 최적 제어 입력 값은 일정 수준에서 유지되는 경향을 보이거나, 더 강한 외란이 주어지는 경우 이는 초기 제어기 성능의 한계가 발생할 수 있음을 충분히 예상할 수 있다. 이는 환경 조건이 이보다 더 나쁠 경우, 적정 제어 입력을 결정하기 어려울 수 있으며, 용량이 더 큰 제어 장치를 고려해야 함을 의미한다. Fig. 14는 바람 및 파랑 하중이 동시에 주어진 경우의 LQR 제어 기법을 적용한 핀 안정기를 이용하여 운동 제어를 수행한 결과를 나타낸 것으로 바람 방향에 따른 계산을 수행한 결과를 횡동요 운동의 RMS(root-mean-square) 값으로 정리한 것이다. 이 경우 규칙 파의 조건은 파고 1 m, 파 주파수 0.3 rad/s, 선수 각 150도로 주어졌으며, 계산 조건으로 선박의 속도 20 knots($F_n = 0.211$), 바람의 속도 15 m/s(Beaufort scale 7)을 설정하였다. 앞서 경우에 비하여 더 약하지만 발생 가능성이 높은 바람 하중을 적용한 것으로 바람의 방향에 따른 변화를 살펴본다. 계산 결과, 적용한 바람 하중에 의하여 횡경사 RMS의 경우 최대 3도 수준으로 발생하며, 동시에 파랑 하중에 의한 횡동요 운동이 포함된다. 이 경우 선박의 속도 또한 앞의 경우에 비하여 느리므로 핀 안정기의 제어 효과 또한 더 낮을 것으로 예상할 수 있음에도 불구하고 핀 안정기에 의하여 매우 효율적으로 운동 감쇠가 가능함을 해석 결과를 통하여 확인할 수 있다. 이러한 결과에는 외란에 대하여 상대적으로 높은 강인성을 가지고 있는 LQR 제어 기법의 특성에 의한 영향이 있는 것으로 볼 수 있다. 또한 LQR 제어기의 경우 PID와 같은 다른 기법에 비하여 상대적으로 적은 시간의 튜닝 작업만으로 필요한 제어 성능을 확보할 수 있다는 장점을 가지고 있음을 확인하였다. Fig. 15는 강한 바람 하중이 가해지는 조건과 동시에 파랑 하중 조건으로 불규칙 파를 고려한 경우의 수치해석 결과를 나타낸 것으로, 해당 조건에서의 발생하는 크루즈선의 횡경사 및 횡동요 현상을 핀 안정기를 이용하여 제어한 성능을 확인하기 위한 것이다.

이 때의 불규칙 파 조건으로는 ITTC wave spectrum 기준으로 sea state 6($H_s = 4.0$ m, $T_m = 9.57$ sec), 파 주파수 0.2~2.0

Fig. 16 Result of motion control by using stabilizing fin: $F_n = 0.211$, sea state 6, $\beta = 150^\circ$, Beaufort scale 7

rad/s, 선수 각 90도로 적용하였으며, 계산 조건으로 선박의 속도는 25 knots($F_n = 0.264$), 바람의 속도는 20 m/s(Beaufort scale 8)로 적용하였다. 계산 결과, 규칙 파 조건의 결과와 마찬가지로 핀 안정기에 의한 제어는 강한 바람과 불규칙 파가 가해지는 열악한 조건에서도 효과가 있음을 확인할 수 있다. 또한 이 경우에도 초기 제어 입력이 포화 상태에 이르렀음을 볼 수 있기 때문에 더 강한 환경 조건에서는 더 높은 용량의 제어기가 필요할 것으로 예상할 수 있다. 그러나 일반적으로 크루즈선이 운항 중 겪을 수 있는 바람 하중의 상태는 이와 비슷하거나 더 약하기 때문에 제어기의 용량을 충분히 확보할 수 있다면 전진 속도가 있는 실제 선박에서도 핀 안정기에 의한 제어 성능을 충분히 얻을 수 있을 것으로 본다. Fig. 16은 Fig. 14의 규칙 파 결과의 경우와 마찬가지로 불규칙 파 하중과 방향에 따른 바람 하중이 주어진 조건 하에서 해석을 수행한 결과를 보여주는 것으로, 핀 안정기를 이용한 제어 기는 바람 방향에 관계없이 충분한 감쇠 성능을 보여주고 있다. 이 경우 횡경사 및 횡동요의 감쇠 비율은 규칙 파 경우와 마찬가지로 효율적으로 나타남을 알 수 있다. 다만 핀 안정기의 실제 적용 시에는 선박이 운항 중 받게 될 환경 하중을 고려할 필요가 있으며, 필요한 수준의 제어기 용량을 확보하고 튜닝을 수행한다면 원하는 성능의 제어 효과를 얻을 수 있다.

Table 3 Dimensions of U-tube tank

Density of fluid in the tank	1025 kg/m ³
Height of horizontal duct	1.0 m
Width of vertical reservoir	2.0 m
Longitudinal length of the tank	20 m

본 연구에서는 핀 안정기의 경우와 마찬가지로 유(U)자관 탱크를 이용한 횡경사의 제어를 수행하여 그 감쇠 효과를 확인하기 위하여 운동 해석을 수행하고 그 결과를 정리하였다. 수치 해석을 수행하기 위한 탱크의 제원은 Table 3에 나타나 있으며 이는 제어 효과의 확인을 위하여 임의로 결정한 것이므로 실제 탱크를 적용할 경우에는 보다 현실적인 조건을 고려할 필요가 있다. 다만, 현실적인 해석 조건을 설정하기 위하여 제어 입력의 한계를 통하여 적용한다. 이는 높이 최대 변화 각은 10도, 변화 속도는 초당 1도로 주어진다. Fig. 17은 유(U)자관 탱크를 이용한 횡동요 및 횡경사 감쇠 해석 결과를 보여주는 것으로 바람 하중 및 파랑 하중이 주어진 조건에서 계산을 수행한 것이다. 기타 해석 조건은 앞서 언급한 Fig. 13에서 주어진 것과 동일하며, 규칙 파의 파고가 2 m로 주어지고, 선박의 속도가 20 knots로 주어진 것이 다르다. 탱크를 이용한 제어의 경우 선박의 속도에 의한 영향은 없는 것으로 볼 수 있다. 이 경우, 핀 안정기를 적용한 경우보다 더욱 가혹한 조건에서 해석을 수행하였음에도 불구하고 제어기

의 성능은 충분히 효과적인 것으로 나타난다. 횡경사 및 횡동요 운동의 감쇠가 핀 안정기를 이용한 경우에 비하여 상대적으로 빠르게 이루어지는 것을 확인할 수 있는데, 이는 제어 구동 장치 용

(a) Roll & heel

(b) Control input

Fig. 17 Result of motion control by using U-tube tank: $F_n=0.211$, regular waves, $\beta=90^\circ$, Beaufort scale 9, $\psi=90^\circ$

Fig. 18 Result of motion control by using U-tube tank: $F_n=0.211$, irregular waves, $\beta=150^\circ$, Beaufort scale 7

량이 충분히 크게 설정되어 있기 때문이다. 실제 선박을 대상으로 한 해석을 수행할 경우 탱크 용량 및 제어 구동 장치의 기계적 한계를 반영할 필요가 있으며, 제어 입력에 대한 적절한 구속 조건을 적용하면 보다 현실적인 해석 결과를 얻을 수 있을 것이다.

Fig. 18은 방향에 따른 바람 하중 및 파랑 하중이 동시에 주어진 경우의 유(U)자관 탱크를 이용한 운동 제어를 수행한 결과를 나타낸 것이다. 여기서는 Fig. 14의 핀 안정기를 사용한 경우와 마찬가지로 바람 방향에 따른 계산을 수행한 결과를 횡동요 운동의 RMS 값으로 보여주고 있다. 이 경우의 해석 조건 또한 불규칙 파 조건의 핀 안정기를 적용한 경우와 동일하다. 이 해석 결과에서도 유(U)자관 탱크를 이용한 크루즈선의 횡동요 및 횡경사 제어가 바람 하중의 방향과 관계없이 효과적임을 확인할 수 있다.

크루즈선을 대상으로 한 수치 계산 결과를 통해 바람 하중에 의한 횡경사 모멘트가 적절히 적용될 수 있고, 이를 감쇠하기 위한 핀 안정기, 유(U)자관 탱크와 같은 제어 장치와 이를 구동하기 위한 LQR 제어 기법이 유효하게 적용될 수 있음을 확인하였다. 이와 같은 해석 결과를 통하여 앞서 유도한 핀 안정기 및 유(U)자관 탱크를 이용한 횡동요 감쇠 탱크의 상태 공간 방정식이 유효함과 또한 제어기가 적절하게 설계되었음을 역시 확인할 수 있다.

4. 결 론

본 연구를 통하여 수선면 상부 구조물의 크기가 큰 크루즈선의 특성을 고려한 바람 하중에 의한 횡경사를 추정할 수 있는 수치 기법을 개발하였다. 기존 연구에서 제안한 바람 하중에 의한 횡경사 모멘트 계산 추정식을 바탕으로 하였으며, 보다 현실적인 예측을 위한 풍동 실험 값 및 바람의 속도 모델을 적용하였다. 이와 함께 바람 하중에 의하여 발생한 횡경사를 감쇠하기 위한 핀 안정기와 유(U)자관 형태의 횡경사 감쇠 탱크를 이용한 횡경사 감쇠 장치의 수치 제어 기법을 개발하여 시간 영역의 크루즈선의 운동 해석 프로그램에 적용하였다. 수치 계산 결과 바람 하중에 의하여 크루즈선의 횡경사가 발생할 수 있음을 확인하였으며, 이러한 횡경사는 핀 안정기 및 유(U)자관 탱크를 이용하여 줄일 수 있음을 확인하였다. 또한 바람 하중뿐만 아니라 파랑 하중이 동시에 가해지는 조건에서 발생하는 크루즈선의 횡동요 및 횡경사 역시 핀 안정기 및 횡경사 감쇠 탱크를 이용하여 충분히 감쇠하는 것이 가능함을 확인하였다. 본 연구에서 고려한 횡동요 및 횡경사 감쇠를 위한 핀 안정기는 장비가 선박 내에서 차지하는 공간이 상대적으로 적다는 장점이 있으나 선박의 전진 속도가 충분히 빠를 때 제어 효과를 보여준다. 반면에 유(U)자관 형태의 횡경사 감쇠 탱크는 선체 내부에서 차지하는 공간이 큰 편이나 선박의 전진 속도에 관계없이 제어 효과를 보인다는 특징이 있다. 따라서 이러한 장비의 특성을 고려한 수치 해석 결과를 잘 이용한다면, 실제 핀 안정기 및 횡경사 감쇠 탱크의 설계 요구 사양 추정을 위해 필요한 기초 자료를 제공할 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 대우조선해양(주)의 'Heel 제어 및 선수 형상을 고려한 크루즈선의 시나리오 기반 내항 성능 해석' 연구과제로 지원된 결과임을 밝히며, 지원기관에게 감사드립니다. 아울러, 서울대학교 공학연구소 및 해양시스템공학연구소의 행정지원에도 감사드립니다.

References

- Abkowitz, M.A., 1959. The Effect of Anti-pitching Fins on Ship Motions. *Transaction of SNAME*, 67, pp.210-252.
- Allan, J.F., 1945. The Stabilization of Ships by Activated Fins. *Transaction of RINA*, 87, pp.123-159.
- Bhattacharyya, R., 1978. *Dynamics of marine vehicles*. John Wiley & Sons, Inc: New York.
- Blendermann, W., 1994. Parameter Identification of Wind Loads on Ships. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 51(3), pp.339-351.
- DNV, 2010. Environmental Conditions and Environmental Loads, *Recommended Practice DNV-RP-C205*, October 2010, Det Norske Veritas.
- Fujiwara, T. & Ueno, M., 2006. Cruising performance of a large passenger ship in heavy sea. *16th International Offshore and Polar Engineering Conference*, San Francisco, USA, 28 May-2 June 2006.
- Kim, J.H. & Kim, Y., 2010. Study on Linear Seakeeping Analysis, the Prediction of Added Resistance, and Motion Control Algorithm. *Project report (in Korean)*, Seoul National University, Seoul, Korea.

- Kim, J.H. & Kim, Y., 2011. Motion Control of a Cruise Ship by using Active Stabilizing Fins. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: *Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 225(4), pp.311-324.
- Lloyd, A.R., 1989. *Seakeeping: Ship Behavior in Rough Weather*. Ellis Horwood Ltd.: Chichester.
- Marzouk, O.A. & Nayfeh, A.H., 2009. Control of Ship Roll using Passive and Active Anti-roll Tanks. *Ocean Engineering*, 36(9), pp.661-671.
- Minorski, N., 1935. Problems of Anti-rolling Stabilization of Ships by the Activated Tank Method. *Journal of the American Society for Naval Engineers*, 47(1), pp.87-119.
- Moaleji, R. & Greig, A.R., 2007. On the Development of Ship Anti-roll Tanks. *Ocean Engineering*, 34(1), pp.103-121.
- Serra, A., 2002. Experimental Wind Tunnel Tests on Large Passenger Ships. *Report of CETENA Research Plan 2002*.
- Stigter, C., 1966. The Performance of U-tanks as a Passive Anti-rolling Device. *The Royal Institution of Naval Architects ISP*, 13(144), pp.249-275.
- Webster, W.C., 1967. Analysis of the Control of Activated Antiroll Tanks. *Transaction of SNAME*, 75, pp.296-331.

김재환

김용환

김용수