

초고속선 실험을 위한 신형식 예인전차의 현가장치 설계시안

구성필¹·김효철^{2,†}·함연재¹
주식회사 동현씨스텍¹
서울대학교 조선해양공학과²

Design Idea of Suspension for Traction Wheel of Novel High Speed Towing Carriage

Seong-Pil Koo¹·Hyochul Kim^{2,†}·Yeun-Jae Ham¹
Dong-Hyun Systech Co., Ltd.¹
Seoul National University, Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering²

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.

In the conventional towing tank, the ordinary towing carriage has a speed barrier which caused not only by the limitation of the length of towing tank but also the limitation of acceleration. Therefore the length of the towing tank should be decided carefully from the planning stage of the towing tank construction. Consequently the acceleration of the towing carriage should be taken less than 0.06g practically to avoid the slip of the wheel on rail. Due to the increasing demand of the high speed experiments on the development of special novel ship, the requirement of the high speed towing carriage is continuously increased recently. When the minimum measuring time of the towing experiment is prescribed as five seconds, the carriage should be accelerated with higher than 0.12 g to get the speed of 18 m/sec even in the towing tank having a length of 400m in length approximately. This means that the requirement of acceleration is bigger than twice of the ordinary practices of carriage acceleration. In such a condition the exerted total power of motor could not converted to traction force for the acceleration of the carriage without slip. To overcome these difficulties a pair of horizontal traction wheels are reinforced to each of the ordinary vertical carrier wheel and appropriate suspension system has been devised for the towing tank of super high speed operation. It is believed that the design of novel suspension system adaptable for the high speed acceleration of towing carriage will play a important role as a reference for the remodeling of the towing tank for high speed experiment.

Keywords : High speed carriage(고속전차), Horizontal traction wheel(수평 구동차륜), Suspension system(차륜현가장치), High speed experiment(선형시험 고속화)

1. 서론

이미 오래전에 Froude가 예인수조에서 모형선으로 실험하여 실선의 저항추진 성능을 판단할 수 있음을 입증한 이후 예인 수조는 가장 신뢰할 수 있는 저항추진성능추정 방법으로 꾸준히 사용되고 있다. 서울대학교는 관악캠퍼스에 교육과 연구를 목적으로 예인수조를 준비하면서 길이가 110m이고, 폭이 8m이며 깊이가 3.5m인 수조가 적합하다고 추천하였다. 이후 국내외에서 새로이 건설된 부산대학, Hiroshima 대학 그리고 Osaka 대학의 수조가 모두 유사한 치수로 건설된 바 있다.

다른 한편으로 일반 상선의 성능을 실험적으로 확인하기 위한

상업용 수조로서는 흔히 200~250 m 급의 수조가 보편적으로 건설되어 사용되고 있으며 (JTTC, 1986), 고속선을 시험하기 위한 수조들에서는 길이를 400 m 이상으로 결정하고 있으며, 더러는 1000 m 이상에 이르는 수조를 사용하기도 한다.

수조의 치수는 수조 건설부지의 규모나 건설비용 등이 제약조건으로 작용하여 결정된다. 그러나 근본적으로는 실험하고자 하는 모형선을 가속시켜 원하는 실험속도에 이르게 하고 실험속도로 정속주행 하는데 소요되는 길이로부터 결정 된다. 즉 가속과 감속에 사용되는 길이와 모형에 작용하는 유체 동력학적인 성능을 측정하는데 소요되는 길이를 합하여 얻어진다. 이때 약간의 여유를 두어 수조의 길이를 정하며 상선을 대상으로 할 때는 대체로 길이를 250~400 m 범위에서 정하고 있다. 수조의 폭은 실험대상 모형선

의 길이와 폭으로부터 제한수로의 영향을 고려하여 정하며, 깊이는 제한수로의 영향이외에 선박이 발생시키는 파도 또는 조파기에서 발생하는 파도에 미치는 수심영향을 고려하여 정하게 된다.

다른 한편으로 선형시험수조의 길이가 확정된 상태에서는 선박의 실험속도를 증가시키려면 가속도를 높여 줄 것이 요구된다. 그러나 레일과 차륜사이의 마찰력은 전차의 질량에 비례하여 증가하는데 대하여 전차의 질량을 증가시켜 마찰력을 증가시키면 전차를 가속시키는데 소요되는 힘도 전차의 질량에 비례하여 증가하므로 실질적으로 가속도를 높이는 효과를 거둘 수 없다. 따라서 부족한 마찰력을 확보하기 위하여 수평구동차륜을 배치하여 중력의 영향을 받지 않으며 마찰력을 얻을 수 있도록 하는 차륜 현가장치를 소개하고자 한다.

2. 예인전차의 가속 및 감속조건

2.1 예인전차의 고속시험 속도선도

길이가 400m인 선형시험수조에서 초고속선의 저항시험을 하는 경우를 생각하고 5초의 실험 계속 시간을 확보하는 문제를 생각해 보자. 선형시험 수조에서 소파기가 점유하는 약 10m 구간과 조파기 및 비상제동장치가 사용하는 약 30m 구간을 제외하면 360m의 구간이 실제적으로 예인전차가 사용되는 구간이 된다. 이때의 예인전차의 속도를 종축에 표기하고 횡축에 시간을 표기하여 속도 선도를 나타내면 Fig.1과 같아진다.

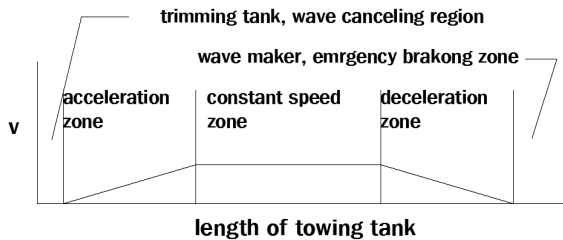


Fig.1 Carriage speed diagram in towing tank

길이가 66m인 WG선이 200kts의 속도로 운항하는 경우를 2m 모형선으로 실험하기로 하였을 때 모형선의 예인속도는 약 17.7m/sec 정도이어야 함으로 정속구간으로 약 90m가 필요하여 가속 구간과 감속구간의 길이는 각각 135m가 필요하게 된다. 즉 가속과 감속에 1.2m/sec²의 가속도를 낼 수 있어야만 실험이 가능한 것을 알 수 있다.

2.2 예인전차의 구동동력과 차륜의 견인력

예인전차를 가속시키는데 필요한 힘은 전차의 질량과 가속도로 표시되며, 전차를 구동시키기 위하여 차륜은 구동력을 전차의 질량과 중력가속도 그리고 마찰계수에 의하여 Fig.2에 표기된바와 같이 나타낼 수 있다.

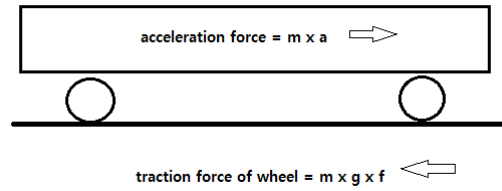


Fig.2 Force equilibrium in acceleration of carriage

따라서 예인 전차를 가속시킬 수 있으려면 소요가속도 ($a \text{ m/sec}^2$)는 다음관계를 가져야 한다.

$$a \leq g \times f \tag{1}$$

그런데 g 는 상수 값이며, f 는 레일과 차륜사이의 마찰계수로 레일의 표면상태 즉 유분, 습분 또는 먼지 등에 따라서 달라진다. 또한 차륜의 이동속도($v \text{ m/sec}$)에 따라서도 Table 1과 같이 달라진다 (Fujio, 1998).

Table 1 Friction between rail and wheel

dry rail and wheel (iron to iron)	v	16.56	26.28	31.68
	f	0.209	0.206	0.171
dry rail and wheel (steel to steel)	v	0.000	10.93	21.80
	f	0.242	0.088	0.072

예인 전차의 구동력은 흔히 사용되는 레일과 차륜사이의 마찰로부터 결정되는데 철도차륜과 레일 사이의 마찰 계수는 Table 1과 같으므로 예인 전차의 속도가 17.7 m/sec 일 때는 마찰계수는 0.079 정도인 것을 알 수 있다. 실제로 예인전차를 설계할 때는 약 25%의 손실이 있을 것으로 생각하여 가속도로 0.06g를 사용하는 것이 설계의 관례이다. 이와 같은 상태에서는 모형선의 크기가 제한을 받게 된다(KTTC, 1998).

고속예인 실험 상태를 예시한 Fig. 1로부터 정하여진 가감속 시간 내에 실험속도까지 가속과 감속이 이루어지려면 가속도는 0.012g가 되어야 한다. 따라서 (1)식의 관계로부터 레일과 차륜사이의 미끄럼마찰계수는 실용적으로 사용하고 있는 마찰계수인 0.06의 두 배에 해당하는 0.12보다 커야할 것을 요구한다. 그러나 (1)식의 관계로부터 충분한 동력이 있다 하더라도 수직차륜으로 예인 전차를 구동하는 통상적인 방법으로는 미끄러짐 없이 전차를 가속시키거나 감속시키지 못할 것임을 알 수 있다.

3. 구동력 확보

3.1 전차 견인력을 높일 수 있는 방안

길이가 제한된 선형시험수조에서 고속실험을 하기 위하여서는 높은 가속도를 낼 수 있어야 한다. 즉 모터의 회전토크가 차륜에

전달되었을 때 미끄러짐이 일어나지 않도록 하는 다음의 4가지 방안을 적용할 수 있어야한다.

레일과 평행하게 랙 기어를 부설하고 차륜과 별도로 피니언 기어를 두어 구동하는 방법을 생각 할 수 있으며 이 방법은 비용과 높은 설치 정도를 요구한다.

전차와 수조 벽체를 이용하여 linear motor를 구축하는 방법을 생각할 수 있으며 이 방법을 적용하기 위하여서는 수조 건설 단계로부터 계획되어야만 가능하다.

전차를 wire rope로 예인하고 구동부분을 육상에 설치하는 방법을 생각할 수 있으며 이 방법에서는 wire rope의 탄성변형으로 인한 전진속도의 변동성분이 나타나는 결함을 피할 수 없다 (Shin, et al., 2004).

레일과 차륜사이에 마찰력손실 없이 구동차륜을 증가 시키는 방법을 생각할 수 있으며 이 방법에서는 전차에 수평방향 구동차륜 배치와 특수한 현기장치를 요구한다.

앞에서 언급한 4가지 방안 중에서 앞쪽의 세 가지 방법은 예인 수조건설계획단계로부터 고려하여야 함으로 네 번째 방법으로 예인전차를 0.12g 이상으로 가속시키는 문제를 생각하자.

앞에서 언급한바와 같이 중력장에서 수직차륜으로 구동하는 예인전차에서는 0.06g 이상의 가속도를 얻을 수 없으므로 중력의 영향을 받지 않으며 예인전차의 구동력을 확보할 수 있도록 수평차륜을 설치하기로 한다. 수평차륜과 레일사이에는 적절한 압력이 작용하도록 압력조절장치를 설치하기로 한다.

하나의 수직차륜에 대하여 두 개의 수평차륜을 배치하여 수평차륜사이에 평형이 이루어지도록하며 수직차륜과 수평차륜은 기구적으로 연동되어 같은 차륜의 원주 속도를 가져야 한다. 동시에 레일의 부설정도에 따라 직진도를 유지하지 못하고 완만한 곡선을 이루거나 미소한 평행도의 변동이 있더라도 이를 수용하며 수평차륜의 변위가 허용되어야 한다.

3.2 수직차륜 구동방식과 수평차륜 구동방식

일반적으로 예인전차에서는 단순히 서보모터를 수직차륜과 직결하여 구동한다. 대표적인 형태는 Fig. 3와 같으며 필요에 따라 모터와 차륜사이에 적절한 감속기를 채택하기도 한다.

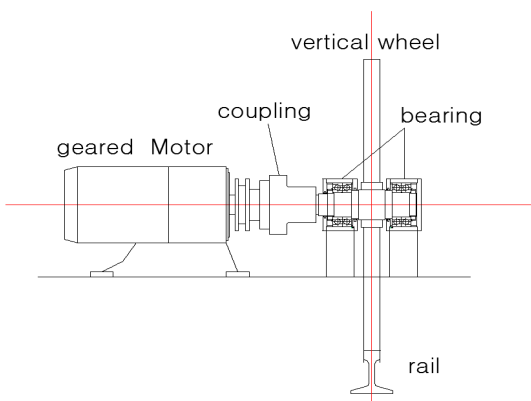


Fig. 3 Conventional vertical traction system

이미 앞에서 언급한바와 같이 수직 차륜만으로는 필요한 견인력을 얻지 못할 때는 수평차륜을 도입하며 하나의 모터로 Fig. 4와 같이 한 개의 수직차륜과 두 개의 수평차륜을 구동하거나, Fig. 5와 같이 두 개의 모터로 구동하는 방식을 채택할 수 있다.

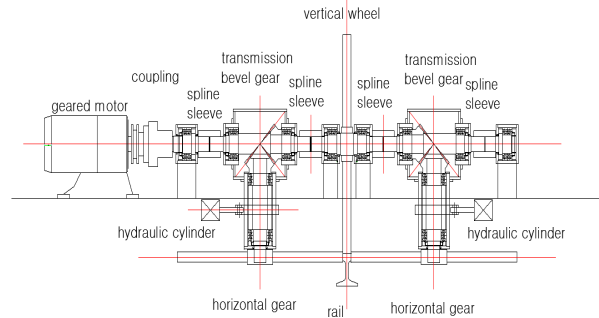


Fig. 4 Single horizontal geared motor driven horizontal traction wheel system

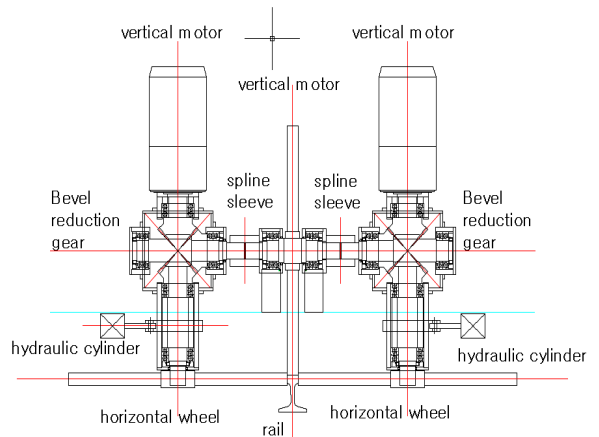


Fig. 5 Twin vertical geared motor driven horizontal traction wheel system

3.3 모터의 출력과 차륜의 직경

모형선의 중량을 포함한 예인전차의 설계목표 질량이 15,000 kg인 예인전차를 가속시키는데 소요되는 동력을 구하여 보자. 이때 차륜의 베어링 구름마찰계수를 0.01이라 가정한다.

$$\text{소요 가속력} = \text{전차 질량} \times \text{가속력} + \text{차륜의 마찰력} = 15,000 \times 1.2 + 15,000 \times 9.8 \times 0.01 = 19,470 \text{ N}$$

한편으로 전차의 차륜직경이 정하여지면 실험속도에서의 회전수가 결정된다. 동시에 가속력과 견인력이 같아야하는 평형조건을 고려하면 전차 가속에 필요한 차륜의 구동토크를 결정할 수 있다. 차륜의 직경이 정하여지면 예인전차의 최고 속도를 얻기 위한 차륜의 회전수가 정하여지고 차륜의 반경과 견인력으로부터 구동토크를 얻을 수 있다. 즉 예인전차를 설계 속도 18m/sec까지 0.12g로 가속할 때의 전차의 구동차륜의 직경과 차륜의 회전수 그리고 구동토크의 사이에는 다음 Table 2와 같은 관계가 있다.

Table 2 Relation between wheel diameter, rpm and required torque for acceleration

diameter mm	1,000	1,100	1,130	1,200	1,300
revolution rpm	343.8	312.5	304.2	286.5	264.4
torque N-m	9,735	10,709	11,000	11,682	12,655

위 표로부터 차륜의 직경을 1130mm으로 결정하면 모터의 정격 회전수는 304.2 rpm이 되어야 함으로 정격회전수 1500 rpm 인 모터를 사용하려면 1/5 감속기가 필요해진다.

3.4 고속구동에 필요한 마찰계수

다른 한편으로 차륜이 전차를 견인하려면 차륜의 마찰력과 차륜의 반경으로부터 견인토크를 구하면 다음관계가 성립하여야 한다.

$$driving\ torque \leq traction\ torque \quad (2)$$

$$= W \times g \times f \times \left(\frac{D}{2}\right)$$

따라서 예인전차를 견인할 수 있으려면 마찰계수는 다음과 같이 계산된다.

$$f \geq 11,000 / (15000 \times 9.8 \times 0.565) = 0.132$$

그런데 얻어진 마찰계수 0.132는 차륜의 베어링 마찰을 포함한 값으로서 일반적 사용범위 0.06보다 훨씬 큰 값임으로 예인전차를 구동시키기 위하여서는 레일 과 차륜사이에 추가의 마찰력을 발생시킬 수 있어야 한다.

3.5 구동차륜 현가장치의 기구적 특징

Fig. 4와 Fig. 5,에 보인 구동차륜 현가장치는 다음과 같은 기구적 특징을 가진다.

모터의 동력은 베벨기어장치에 의하여 수직차륜과 수평차륜에 배분 전달된다. 베벨기어장치의 감속비를 조절함으로써 전진속도를 유지하며 수직차륜과 수평차륜의 직경을 다르게 선정할 수 있다.

수직차륜과 베벨기어장치 사이의 축이음은 스플라인 커플링으로 이루어져 있다. 따라서 레일의 설치 정도에 따라 직선에서 벗어난 구간이 있더라도 수평차륜은 레일과 접촉을 유지 할 수 있다.

베벨기어장치를 유압장치 또는 스프링 등으로 압착하여 레일과 수평차륜사이의 압축력을 변동시킬 수 있으며 필요에 따라 수평차륜에 전달되는 동력을 차단하는 것도 가능하여야 한다.

3.6 구동방식의 결정과 모터의 선정

Table 2의 결과로부터 예인 전차를 새로운 현가장치로 구동하

기로 하였다. 시중에 공급되고 있는 AC 서보 모터 중에서 정격회전수가 1500 rpm이고 1/5 감속기가 붙여진 모터를 대상으로 조사하기로 하였다. 예인 전차의 구동용 모터로 흔히 400 V 전원에서 사용하는 서보모터를 검토대상으로 하였다. 예인전차의 구동용 수평차륜과 레일 사이에 작용하는 압력을 수직차륜과 레일 사이에 작용하는 압력과 동등 수준으로 조절하였다고 생각한다.

Table 2에서 표기한 것과 같이 예인전차전체를 구동하는데 11000 N-m의 토크가 필요하므로, Fig. 4에 보인 4벌의 3차륜 단일모터구동 현가방식을 채택하였을 때 하나의 모터는 2750 N-m의 토크를 공급할 수 있어야 한다. 또 두 개의 모터로 구동하는 Fig. 5의 경우에는 당연히 하나의 모터는 1375 N-m의 토크를 공급할 수 있어야 한다.

시중에 공급되고 있는 서보 모터 (YASKAWA, 2008)의 출력을 조사하고 1/5 감속기를 사용할 때 전달효율을 80%라 가정하면 Table 3과 같은 결과를 얻을 수 있다.

Table 3 Rating and specification of motor

400 V -1/5 geared servo motor	30 kW×2	75kW
rated torque, N-m	764×2	1908
instantaneous peak torque, N-m	1912×2	4772
rated speed, rpm	1500(300)	1500(300)
maximum speed, rpm	2000(400)	2000(400)
rated power rate, kW/sec	626×2	1162
rated current, Amp	60×2	150
instantaneous max. current, Amp	170×2	450
weight, kg	110×2	225

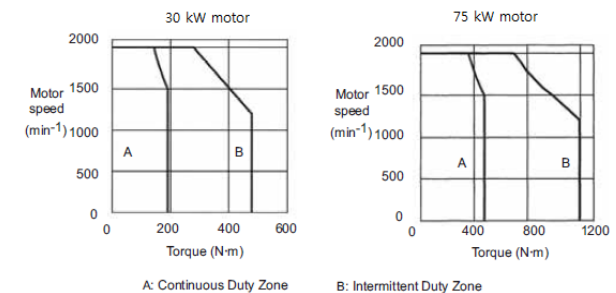


Fig. 6 Torque-speed characteristics of motor without reduction gear system

감속기를 사용하지 않았을 때의 서보모터의 속도와 토크사이의 특성을 살펴보면 Fig. 6과 같다. 1/5 감속기를 사용할 때는 감속으로 인하여 토크는 500%로 증가한다. 그러나 감속 효율을 80%로 가정하면 위의 도표에서 얻어지는 토크 값의 400%를 전달 할 수 있는 것으로 보아야한다.

이상의 조사결과에 따르면 예인전차를 구동하는데 필요한 구동토크는 11000 N-m 인데 대하여 4대의 75kW 서보모터를 사용하여 얻을 수 있는 정격토크는 1908×4 = 7632 N-m이고 순간최대 토크로는 4772×4 = 19088 N-m가 된다. 그리고 8대의 30kW

서보모터를 사용하는 구동할 때 얻을 수 있는 정격토크는 6096 N·m이고 허용될 수 있는 순간최대 토크로는 1912×8=15296 N·m가 된다.

다른 한편으로 선정된 모터의 과부하 운전 특성은 Fig. 7과 같은 속도와 토크사이의 특성을 가진다.

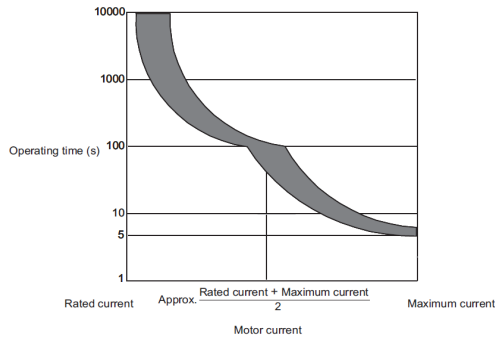


Fig. 7 Overload characteristics of motor

따라서 Fig. 7에 따르면 전차를 4대의 75kW 서보모터를 사용할 때는 정격출력의 144%의 과부하 운전이 되므로 약 250초 정도의 과부하 운전을 단속적으로 수행하는 것이 허용되는 것을 알 수 있다. 그리고 8대의 30kW 서보모터를 사용할 때는 180%의 과부하 운전이 되므로 약 30초의 시간동안 과부하 운전이 허용된다. 그런데 예인전차를 정지 상태에서부터 최대속도 18 m/sec까지 가속하는데 소요되는 시간은 15초 정도이므로 두 가지 구동방식을 모두 사용할 수 있다. 다만 모터의 제동과정에서 발생하는 발열현상까지를 고려하면 30kW 서보모터를 사용할 때는 모터의 온도를 점검하여 충분히 냉각시킨 후 운전하도록 주의하는 것이 필요하게 된다.

4. 구동차륜의 구성과 특성비교

4.1 구동차륜의 일반적 구성

가장 보편적으로 사용되는 예인전차용 구동차륜의 구성은 Fig. 8과 같다.

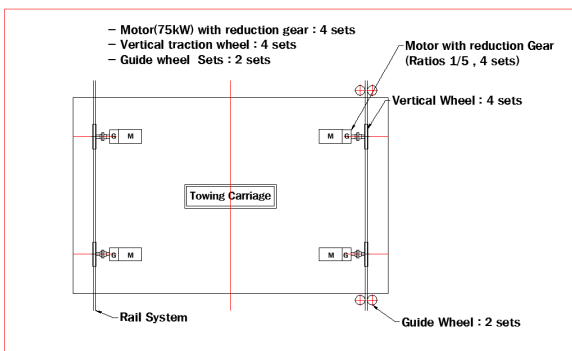


Fig. 8 Ordinary arrangement of vertical traction wheel system

두 번째 경우는 하나의 수평방향으로 설치되는 구동모터의 동력을 베벨기어로 하나의 수직차륜과 두 개의 수평차륜에 동력을 공급하는 차륜현가장치 4벌을 두어 전차를 구동하는 Fig. 9에 표기한 바와 같은 방식이다.

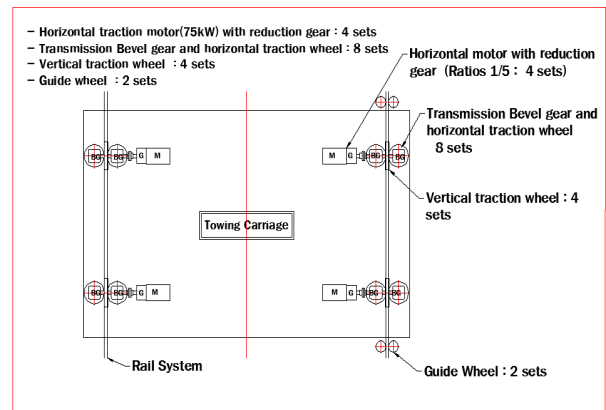


Fig. 9 Arrangement of single horizontal geared motor driven horizontal traction wheel system

질량이 15,000kg인 전차를 18m/sec까지 가속시키는 경우에 대한 계산 예에서는 4대의 75kW 모터를 사용하면 전차의 운전이 가능하다. 다만 이 경우 모터의 중량이 레일의 중심선에 대한 모멘트를 형성하므로 전차의 구조설계에서 이에 대한 대비가 필요하다.

세 번째 경우로서 수직방향으로 설치되는 두 개의 모터의 동력을 베벨기어를 사용하여 한 개의 수직차륜과 두 개의 수평차륜에 동력을 전달하는 차륜현가장치 4벌을 두어 전차를 구동하는 Fig. 10와 같은 구동방식이 있다.

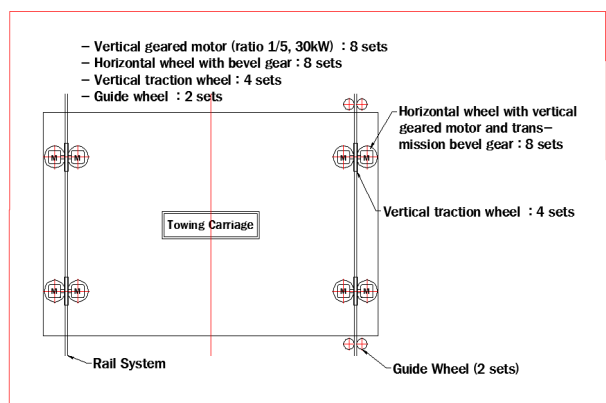


Fig. 10 Arrangement of twin vertical geared motor driven horizontal traction wheel system

이 방식을 사용하면 앞에서 사용한 예의 전차를 30kW 모터 8대로 구동할 수 있다. 그리고 이 방식에서는 레일의 중심선에 대하여 대칭적인 하중분포가 지므로 예인전차의 구조설계에서 중량을 경감시키는데 유리하다.

4.2 수평차륜의 치수와 차륜간격의 조절

예인전차를 구동하기 위한 차륜의 치수를 결정함에 있어서는 동력원으로 감속기를 붙인 서보모터를 사용하는 것을 전제로 하였다. 감속기를 사용하였을 때는 저속 구동상태에서의 계측정도가 상대적으로 높아지는 장점이 있으나 감속으로 인한 동력 손실을 피할 수 없다. 그리고 감속은 차륜의 직경을 키워줌으로 운전이 원활하도록 하려면 차륜 현가장치의 보강이 필요하게 된다.

동력 전달용으로 사용되는 베벨기어를 감속기어로 사용하는 한편 모터에 직접 결합된 감속기를 사용하지 않는 경우도 생각할 수 있다. 이때는 모터 축에 직교하는 방향으로 감속하고 모터 축 방향으로 속도를 변화시키지 않는 동력전달 방식을 생각할 수 있다. 이와 같은 동력 전달 방식을 채택하면 수평차륜의 원주방향 선속도와 수직차륜의 선속도가 같아야 한다는 조건이 유지되어야 함으로 수평방향 차륜의 직경을 줄여줄 수 있다.

수평차륜의 직경을 줄여주는 경우 차륜의 간격을 줄여주어야 하므로 수직 차륜의 구동축으로 중공축을 채택하고 내면을 스플라인 가공을 하여 축이름에 소요되는 길이를 줄여 줄 수 있다. 따라서 베벨기어를 채택하는 경우 감속비와 축 직경 비를 함께 고려하여 설계하는 것이 요구된다.

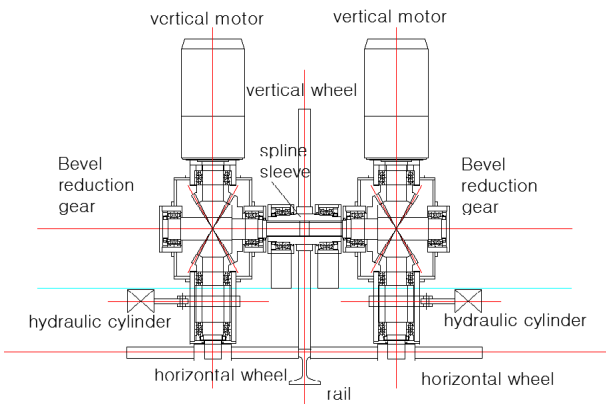


Fig. 11 Arrangement of twin vertical motor with bevel gear reducer for wheel suspension system

이 현가장치에서는 쌍을 이루며 수평하게 설치된 두 개의 견인용 수평차륜이 유압 실린더에 의하여 레일의 측면을 눌러주도록 되어 있다. 유압장치의 작용점 위치와 힌지점의 위치를 선정하기에 따라서 작은 힘으로도 필요로 하는 차륜과 레일사이의 압력을 얻을 수 있다. 특히 수직차륜에 중력에 의하여 작용하는 압축력과 별도로 수평차륜에서도 압축력을 얻을 수 있어서 구동시스템으로부터 얻을 수 있는 견인력을 증가시킬 수 있는 장점이 있다.

또한 레일의 부설정도 범위 내에서는 레일이 직선을 벗어나 완만한 곡선을 이루거나 양쪽 레일의 평행도가 다소 벗어나더라도 스플라인 축이름으로부터 수직차륜에 대한 수평차륜의 상대적 위치변화가 허용되므로 원활한 구동이 가능하게 된다.

5. 예인전차의 현가장치의 평가

5.1 현가장치의 보완요소

- 차륜의 회전에 따른 반작용력

Fig. 11의 수직 구동모터가 수직차륜을 구동하려면 베벨기어를 지나며 회전 방향이 90°바뀌어야 한다. 따라서 베벨기어 박스는 수직차륜의 회전방향과 반대방향으로의 회전 반작용력이 발생하게 된다. 따라서 회전 반작용에 따르는 구동모터가 수직차륜의 축을 중심으로 회전을 일으키지 않도록 하는 베벨기어 박스의 회전방지장치가 필요하게 된다.

- 수평차륜의 수평이동 가이드

앞에서 언급한바와 같이 수평차륜은 레일의 설치정도에 따라서 수평차륜이 끼어서 구동을 할 수 없는 상태를 피할 수 있도록 미세한 수평이동이 허용되어야 한다. 또한 예인 전차에 따라서는 저속운전에서의 속도정도를 높이기 위하여 별도의 구동모터를 설치하는 경우가 있다. 따라서 수평구동 모터의 동력을 차단하는 것이 필요함으로 베벨기어로부터 수직차륜에 동력이 전달되지 않도록 차단하는 것이 필요하게 된다. 이러한 요구에 따르기 위하여서는 전향에서 언급한 베벨기어 회전방지장치를 수평이동이 가능하도록 설계하는 것이 요구된다.

- 수평차륜과 수직차륜의 간섭방지

수직차륜과 수평차륜이 레일과 만나는 선이 하나의 수직평면상에 놓이는 경우에는 레일의 설치 정도에 따라 차륜의 간섭을 일으킬 가능성이 있다. 이를 피하기 위하여서는 차륜의 폭을 레일보다 좁게 잡아 주는 방법이 있다. 그러나 차륜의 폭을 좁혀주면 차륜과 레일의 접촉 면적이 줄어들므로 비람직하지 않다. 따라서 수직차륜과 수평차륜이 레일과 서로 다른 수직 평면상에 놓이도록 베벨기어의 형식을 하이포이드 스파이럴 베벨기어 방식을 택하는 것이 요구된다.

- 수평차륜과 레일의 압력조정

수평차륜과 레일사이에서 얻어지는 압축력은 마찰력을 발생시켜 차륜의 견인력을 발생시키게 된다. 한 쌍의 수평차륜에서 0.072g의 가속도를 추가로 얻기 위하여서는 (1)식의 관계로부터 하나의 수평차륜에서는 0.036의 마찰계수를 얻을 수 있어야 한다. 즉 0.12g의 가속도가 요구되는 예시한 문제에서는 수직차륜으로 얻을 수 있는 마찰계수 0.06과는 별도로 0.036의 마찰계수를 수평차륜으로부터 얻을 수 있어야 한다.

그런데 레일과 차륜사이의 마찰계수는 차륜의 이동속도에 따라서 Table 1과 같이 변화함으로 이에 적합한 수평하중을 추정하여 수평차륜을 압착시켜주는 것이 바람직하다. 대체로 수직차륜에 작용하는 하중의 1/2정도의 압축력이 요구될 것으로 예상된다. 필요이상의 압축력은 레일과 차륜에 과도한 응력집중의 원인이 된다. 즉 레일과 차륜에 발생하는 압축응력의 집중은 pitting이라 불리는 피로로 인한 국부적 표면손상을 일으켜 수명을 단축시키는 원인이 된다. 따라서 시운전후 운전가능 최저 압력을 조사하여 압력을 필요최소 수준으로 조절할 수 있도록 압력조절기를 유압실린더에 설치하는 것이 바람직하다.

5.2 현가장치 채택에 따르는 보완사항

- 기구적 안정성

최종적으로 채택한 베벨기어장치를 사용하는 동력전달 방식에서는 수평차륜과 모터가 수직차륜의 축 방향으로 이동이 허용되어야 한다. 동시에 수평차륜은 적정압력으로 레일을 눌러주며 레일이 부설정도 범위에서 완만한 곡선을 이루더라도 레일에 작용하는 압축력에 변동이 일어나지 않도록 하는 기구적 구조로 되어야 한다.

- 가속 및 감속에 대한 보완

예인전차의 가속도가 0.06g로부터 0.12g로 증가하므로 각종 계측장비나 운전요원이 넘어지거나 정상 위치를 이탈하는 일이 없도록 보완이 필요하다.

- 비상제동장치의 보완

예인 전차는 정상운전에서는 모터제어로 제동하는 것으로 설계하고 있으나 비상제동이 필요한 경우를 대비하여 공기압을 사용하는 일차 비상제동방식과 기계적 마찰력을 이용하는 2차 비상제동장치를 갖추어야 하고 최종적으로 적절한 댐퍼를 두어 전차를 제동시킬 수 있어야 한다. 이들 비상제동장치는 전차의 제어기능이 상실되었을 때에도 작동되어야 한다.

6. 결론

선형시험수조에서는 통상적으로 사용되는 예인전차는 수직차륜으로 구동하며, 예인전차는 모터로부터 전달받은 구동토크와 차륜에서 발생하는 마찰력으로 인한 견인토크가 평형을 이루어야 예인이 가능하다. 전차의 질량과 가속도로부터 구동력이 얻어지고 전차의 중량으로 인하여 차륜에 가해지는 압력과 마찰계수로부터 마찰력이 얻어지지만 마찰계수를 특정 값 이상으로 높여줄 수 없다. 따라서 고속실험을 위하여서는 예인수조의 길이를 늘려 주어야 한다. 수조 길이의 연장은 매우 어려운 일로서 중력에 영향을 받지 않으며 마찰력을 얻을 수 있는 방법이 요구된다. 예인전차를 고속으로 가속시킬 수 있도록 하기 위하여 수평차륜을 도입하고 베벨기어를 활용하여 동력전달체계를 구축함으로써 수평차륜으로부터 견인력을 얻을 수 있는 차륜현가장치를 고안하였다.

이 장치를 사용하면 지금까지 사용해 온 수직차륜방식에 추가하여 수평차륜으로부터도 견인력을 얻을 수 있어서 높은 가속도로 예인전차를 가속시킬 수 있을 것으로 기대된다. 제안한 새로운 차륜방식을 채택하면 기존의 수조에서도 예인전차의 고속화가 가능하여 고속실험을 할 수 있는 새로운 방안을 제시하였다고 판단한다.

References

- Fujio, K., 1998. *Machine Design Handbook (Japanese)*, ISBN4-320-08120-X, Kyodachi Press: Japan.
- Japan Towing Tank Conference(JTTC), 1986. *Directory of ship hydrodynamics research laboratory in Japan*, The Society of Naval Architects in Japan.
- Korea Towing Tank Conference(KTTC), 1996. The Prediction of Resistance of a 23 m Class Planing Hull, *Journal of Hydrospace Technology*, 2(2), pp.68-79.
- Shin, J. Yang, J. Park, H. Kim, J. Kim, H. Lee, S.H. & Lew, J. M., Evaluation of resistance performance of a motor boat using a high-speed towing carriage, *Proceedings Symposium. On yacht design and production*, Madrid, 25-26 March 2004, pp.135-148.
- YASKAWA, 2008. *AC Servo Drivers, Sigma-II Series, User's Manual*. YASKAWA: Tokyo.



구성필

김효철

함연재