

5ton 카고트럭의 전동 유압 슬라이딩 데크 시스템 개발을 위한 기구학 해석 및 전산구조해석과 안전을 위한 윈치 시스템 설계

김만중¹, 송명석¹, 김종태¹, 유범상^{2*}

¹전북대학교 기계시스템공학과, ²전북대학교 자동차 신기술 연구센터

Kinematics and Structural Analysis for 5ton cargo-truck Elecrtto-Hydraulic Sliding Deck Systems Manufacturing and Design of winch system for safety

Man-Jung Kim¹, Myung-Suk Song¹, Jong-Tae Kim¹, Beom-Sahng Ryuh^{2*}

¹Mechanical Systems Engineering, Chonbuk National University

²Automotive New Technology Research Center, Chonbuk National University

요 약 본 논문은 기존 5ton 카고 트럭의 적재함을 개조하여 농기계의 상, 하차를 손쉽게 할 수 있도록 하는 전동 유압 슬라이딩 데크를 개발하기 위하여 전동 유압 슬라이딩 데크 시스템의 기본 설계를 수행하였고, 기구학적 해석을 통하여 슬라이딩 데크의 길이와 구조를 고안 하였으며, 구조해석을 통하여 안전성과 경제성을 고려한 재질을 선정하였다. 먼저 슬라이딩 데크 시스템의 기본 설계를 위하여 운송 대상 농기계를 조사하였고, 필요한 요소들을 선정하였다. 선정한 요소들을 충족시킬 수 있는 유압실린더를 이용한 시스템을 고안하였다. 단순화 모델링과 기구학적 다이어그램을 통하여 슬라이딩 데크 시스템의 작동 구조를 파악하였으며, 기구학 해석을 통해 슬라이딩 데크의 최소길이와 그 구조를 고안하였다. 안전성과 경제성을 모두 만족하는 재질을 선정하기 위하여, 자동차 구조물에 사용되는 대표적인 4가지 재질을 선정하였다. 해석이 필요한 부분을 선정하고, 단순화 모델링을 통해 최대하중을 받는 조건에서 재질에 따른 응력과 변형량을 비교하였다. 그 결과 SS41P 재질사용하면 단가를 줄이고 안전성을 만족하는 결과를 얻을 수 있었다. 작동이 불가능한 농기계의 상, 하차를 위하여 윈치 시스템을 설계하고 적용하였다.

Abstract In this paper, the basic design of the electric hydraulic sliding deck system was developed to develop the electric hydraulic sliding deck which can easily upgrade the loading and unloading of the agricultural machinery by modifying the load of the existing 5ton cargo truck. Through the kinematic analysis, The length and structure of the specimens were designed and the materials were selected for safety and economical efficiency through structural analysis. For the basic design of the sliding deck system, we surveyed the agricultural machinery to be transported and selected necessary elements. And have devised a system using a hydraulic cylinder that can meet selected factors. Through the simplified modeling and kinematic diagram, the operating structure of the sliding deck system was grasped and the minimum length and structure of the sliding deck were devised, In order to select the sliding deck material satisfying, four representative materials used in the automobile structure were selected. Selected the parts to be analyzed and compared the stresses and deformation amounts according to the material under the conditions of maximum load through simplified modeling. As a result, SS41P material was used to reduce the unit cost and to achieve safety. The winch system was designed and applied for moving up and down of the farm machinery which can not be operated.

Keywords : Cargo-box, Electro-Hydraulic Sliding deck, Safety-loader, Sliding deck, 5Ton Truck

본 논문은 2015년도 정부의 재원으로 한국산업기술진흥원(KIAT)의 지원을 받아 수행되었음.

*Corresponding Author : Beom-sahng Ryuhbs(Chonbuk National Univ.)

Tel: +82-63-270-2480 email: ryuhbs@jbnu.ac.kr

Received January 28, 2019

Revised April 4, 2019

Accepted May 3, 2019

Published May 31, 2019

1. 서론

시골 농가의 일손이 부족하여 인력 대신 농기계 사용이 증가하는 추세이나 값비싼 농기계의 가격으로 인하여 농협 또는 지역 농기계 임대 사업소에서 농기계를 임대하여 사용하는 상황이다[1][2][3].

현재 1톤 이하의 소형 농기계를 포함하여 3톤 이상의 대형 농기계 또한 Fig. 1(a)와 같이 안전한 리프트 장치가 장착된 차량(safety-loader)이 아닌 Fig. 1(b)와 같은 일반 1톤, 5톤 트럭에 알루미늄 사다리 등을 사용하여 상, 하차 시키고 있다.



Fig. 1. 5ton truck (a)safety-loader (b)cargo-truck loading

이는 번거로움뿐만 아니라 사다리의 이탈이나 파손으로 농기계가 전복 되는 사고가 발생할 위험이 높으며 (Fig. 2), 사람이 탑승하여 조작하기 때문에 중대한 인명 사고를 유발 시킬 수 있다. 세이프티 로더 등이 장착된 차량은 가격이 높아 영세한 농민들이 구입하기 어려우며, 차량에 따라 넓은 작동 반경을 가지고 있어 농기계의 주 사용처인 농지에서 사용하기 어려운 점이 있다. 따라서 사다리를 사용하지 않고, 기존의 일반 트럭의 적재함을 개조하여 부착할 수 있는 전동 유압 슬라이딩 데크 시스템을 개발 하고자 한다.

본 논문에서는 5ton 카고 트럭에 적용할 수 있는 전동 유압 슬라이딩 데크 시스템을 개발하기 위하여 첫 번째로 시스템의 개념 설계 및 단순화 모델링(Modeling)을 통해 기구학특성을 파악하여 최소한의 작업 반경을 가지는 시스템을 구성하였다.

두 번째로 설계된 슬라이딩 데크를 상용 프로그램인 ANSYS의 구조해석틀 사용하여 정적해석을 통해 다양한 재질에 따른 변형 및 응력 변화를 비교하는 구조해석을 수행하였다. 이를 통해 경량화 및 경제성, 안전성을 고려한 재질을 선택하였다.

세 번째로 작동이 불가능한 농기계의 상하차를 위한 윈치 시스템을 설계하였다.



Fig. 2. Farm machinery accident

2. 기구학 해석

2.1 개념 설계 및 단순화 모델링

2.1.1 개념 설계

5ton 트럭의 전동 유압 슬라이딩 데크 시스템은 Table. 1의 농기계의 전복 각도를 고려하여 15° 이하의 상차 각도를 가지도록 설계 하였으며, 액추에이터 (Actuator)는 슬라이딩 데크의 입, 출을 원활하게 하기 위하여 직진성과 힘이 좋은 유압 실린더를 선정하였다.

구동이 불가능한 농기계를 운송하기 위한 윈치 시스템과 트럭의 전복을 방지하기 위한 아웃 트리거(Out Trigger) 시스템을 추가하였다. Fig. 3는 기본설계를 보인다.

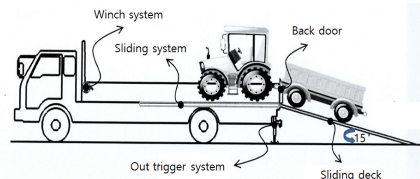


Fig. 3. concept design of sliding deck system

Table 1. Survey of 5ton farm machinery data

Name (Manufacturer)	Size (Length*Width*Height) (mm)	Weight (kg)	Back angle (°)	Speed (%)
Tractor T4 (LSmtron)	3880*1990* 2840	3,830	30	10
Combine DSM72G (Daedong industry)	4445*1910* 2635	3,288	30	2.46
Fork lift CPCD30 (LSmtron)	2700*1225* 2170	4,425	25	5.5
Mini excavators(035) (YANMAR)	4770*1550* 2510	3,880	30	1.3

2.1.2 단순화 모델링

단순화 모델링을 통해 Fig. 4와 같이 슬라이딩 데크 시스템을 기하학적으로 표현하였다.

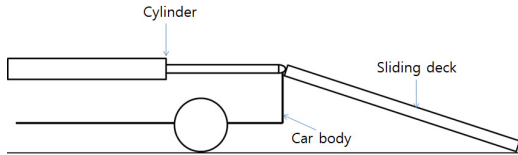


Fig. 4. Geometric expression of sliding deck system

기하학 표현을 Link와 Joint로 구분하여 Fig. 5와 같이 기구학적 다이어그램을 구성, 자유도를 계산하였다.

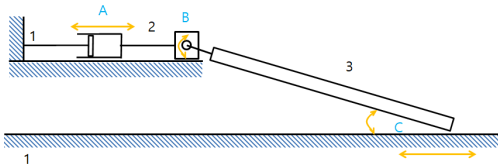


Fig. 5. Geometric diagram of sliding deck system

Table 2. Link and Joint in Fig. 5

Link	Joint
1 : Ground	1 degree of freedom joint
2 : Cylinder	A : Slide
3:Sliding deck	B : Roll
	2 degree of freedom joint
	C : roll-slide

자유도 계산은 Fig. 5와 Table. 2에서 정의한 것과 같이 Link 수와 Joint 수를 Kutzbach의 자유도 계산식(식(1))에 대입하여 아래의 식(2)와 같은 결과를 얻었다[4].

$$M = 3(L - 1) - 2J_1 - J_2 \quad (1)$$

(M : Degree of freedom, L : Number of links, J_1 : 1degree of freedom joint, J_2 : 2degree of freedom joint)

$$M = 3(3 - 1) - 2 \times 2 - 1 = 1 \quad (2)$$

따라서 슬라이딩 데크 시스템은 1개의 Input에 1개의 Output만을 가짐을 알 수 있으며 이는 실린더의 진출에 따른 슬라이딩 데크의 각도 변화만을 가진다.

2.2 기구학 해석

슬라이딩 데크 시스템의 작동 반경을 최소화하기 위하여 각도에 따른 슬라이딩 데크의 진출 길이를 계산해 보았다.

5ton 카고 트럭의 재원은 Table. 3과 같다.

Table 3. 5ton cargo-truck spack(KIA RHINO)

Spec.		
5ton cargo-truck	Length	7,620mm
	Width	2,390mm
	Height	2,510mm
Stacker	Length	5,300mm
	Width	2,280mm
	Height	400mm

지면에서 적재함까지의 높이는 893.5mm이다.

슬라이딩 데크의 길이를 L_{deck} 라고 하고 슬라이딩 데크와 지면의 각도를 15° 라고 하면 아래 식(3)과 같은 결과를 가진다.

$$\sin(15) = \frac{893.5}{L_{deck}} \quad (3)$$

$$L_{deck} = \frac{893.5}{\sin(15)}$$

$$L_{deck} = 3452$$

적재함의 길이가 최대 5,300mm임으로 슬라이딩 데크의 길이는 실린더의 진출길이를 고려하여 그 절반인 2,650mm가 되어야 한다.

따라서 Fig. 6과 같이 슬라이딩 데크를 2중으로 만들어 길이를 늘려야 한다.

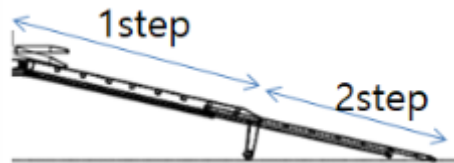


Fig. 6. 2step sliding deck

3. 구조 해석

3.1 해석대상 부위 선정 및 단순화 모델링

완성된 슬라이딩 데크의 모습은 Fig. 7과 같다[5].

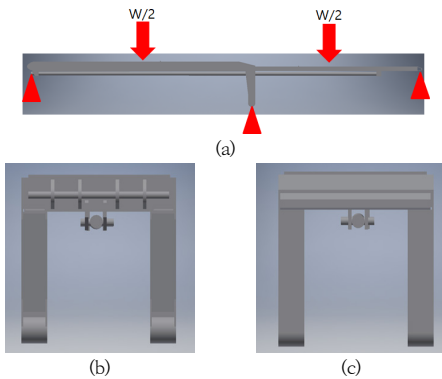


Fig. 7. 5ton sliding deck 3D model
(a)Full-view (b)Front-view (c)Back-view
(●)Force direction

슬라이딩 데크의 해석 부분은 슬라이딩 데크 전체와 힘이 집중되는 힌지 부분으로 선정하였고 Fig. 8과 같다.

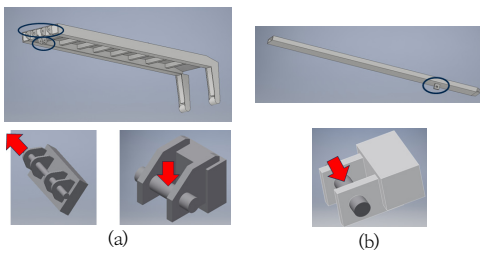


Fig. 8. Analysis part of sliding deck
(a)Deck part 1 (b)Deck part 2 (●)Force direction

완성된 아웃트리거의 모습은 Fig. 9와 같으며 1개의 part로 만든 모델과 4개의 part로 구성된 모델로 해석부분을 선정하였다.

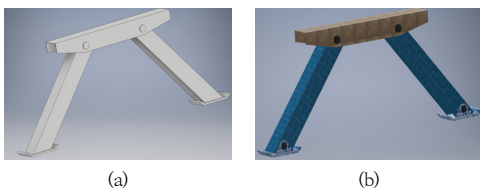


Fig. 9. Out trigger 3D model
(a)1 part out trigger (b)4 part put trigger

3.2 해석 재질 물성치

해석 재질은 슬라이딩데크 ATOS80, SS400, SPSR400, SS41P이며, 핀과 축의 재질은 SM490A이다. 물성치는 아래 Table. 4와 같다[6][7].

Table 4. Material property

Deck part	Material	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio
Main frame	ATOS 80	700	780	207	0.29
Sub frame					
Deck part 1	SS400	245	480	225	0.26
Deck part 2					
Out trigger Main frame	SPSR400	250	400	206	0.32
Out trigger foot	SS41P	279	410	203	0.31
Dace bad	SS41P	279	410	203	0.31
Pin, Shaft	SM490A	325	490	207	0.29

3.3 유한요소 모델

슬라이딩 데크의 구조해석을 위하여 총 8부분으로 나누었으며 Fig. 10과 같이 4면체요소(Element)로 해석을 수행하였다. 각 파트의 Element수는 Table. 5와 같다.

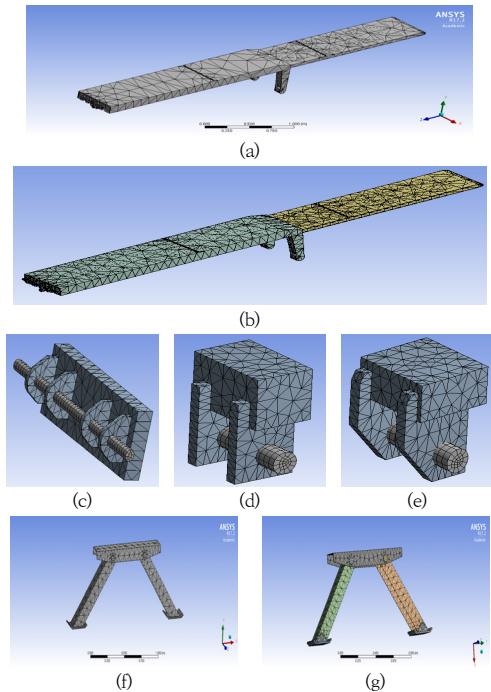


Fig. 10. mash of analysis part
(a)1 Part sliding deck (b)2 Part sliding deck
(c)Deck-pin 1 (d)Deck1-pin2 (e)Deck2-pin3
(f) Out trigger 1Part (g) Out trigger 4 Part

Table 5. Part Element

Part	Element	
	Form	Amount
1Part sliding deck	Tetrahedron	13,812
2Part sliding deck		15,570
Deck-pin1		1,580
Deck-pin2		1,759
Deck2-pin3		1,862
Out trigger 1Part		3,617
Out trigger 4Part		5,053

슬라이딩 해석에 사용한 중량은 5ton 기준 15°각도에 서의 무게인 4,800 kg을 적용하였고, 적용 위치는 데크의 1/2지점에 농기계가 올라가 있다고 가정하였다. 힌지와 핀의 경우는 슬라이딩 데크의 무게와 농기계의 무게가 합산된 6,000 kg을 적용하였다. 아웃트리거의 경우는 농기계와 슬라이딩 데크가 올라갔을 때의 무게인 6,500 kg을 적용하였다.

Fig. 11은 슬라이딩 데크 각 부분에서 힘의 적용 방향을 보인다.

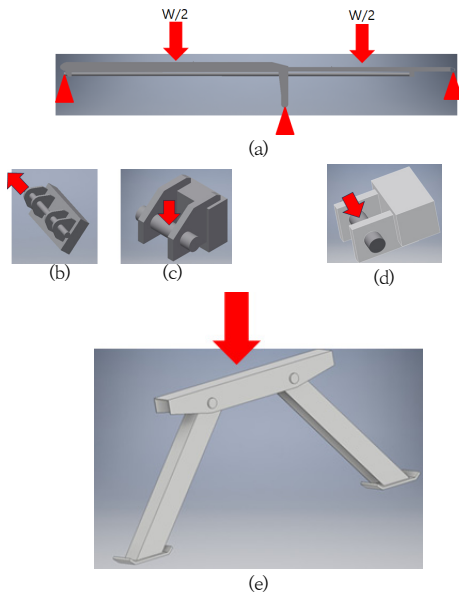


Fig. 11. Part Weight Point
(a)sliding deck (b)Deck-pin 1 (c)Deck1-pin2
(d)Deck2-pin3 (e) Out trigger (●)Force direction

3.4 구조해석 결과

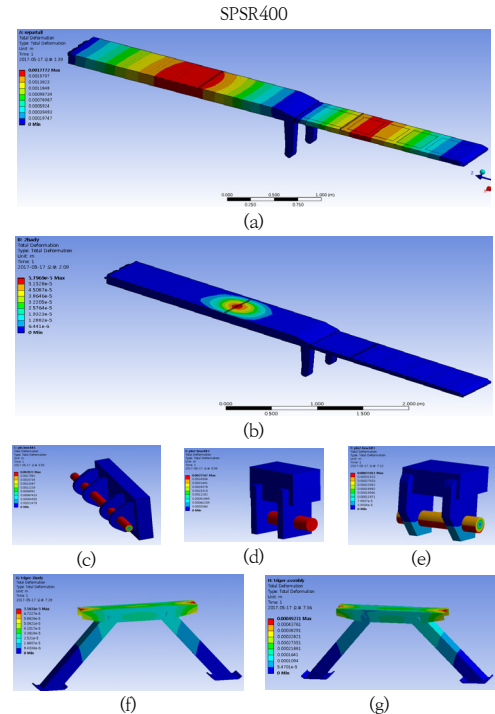
구조해석 결과는 아래의 Table. 6과 같다.

Table 6. Analysis result

Material	ATOS80(700MPa)			SS400(245MPa)		
Part	strain (mm)	stress (MPa)	strain rate (mm/mm)	strain (mm)	stress (MPa)	strain rate (mm/mm)
1 part deck	0.0017	256	0.0023	0.0018	273	0.0025
2 part deck	5.8E-5	47	7.4E-5	6.1E-5	49	7.9E-5
Deck-Pin 1	0.002	21	0.0001	0.002	22	0.0001
Deck 1-Pin 2	0.0008	142	0.0003	0.003	140	0.0003
Deck2-Pin 3	0.0003	215	0.0007	0.0004	215	0.0007
Out trigger 1 Part	7.5E-5	13	8.2E-5	7.8E-5	13	8.7E-5
Out trigger 4 Part	0.0004	279	0.0013	0.0005	287	0.0014

Material	SPSR400(245MPa)			SS41P(325MPa)		
Part	strain (mm)	stress (MPa)	strain rate (mm/mm)	strain (mm)	stress (MPa)	strain rate (mm/mm)
1 part deck	0.0017	250	0.0023	0.0018	250	0.0023
2 part deck	5.7E-5	46	7.4E-5	5.8E-5	46	7.5E-5
Deck-Pin 1	0.002	21	0.0001	0.002	21	0.0001
Deck 1-Pin 2	0.002	143	0.0003	0.003	143	0.0003
Deck2-Pin 3	0.0003	215	0.0007	0.0003	215	0.0007
Out trigger 1 Part	7.5E-5	13	8.2E-5	7.6E-5	13	8.3E-5
Out trigger 4 Part	0.0005	275	0.0013	0.0005	275	0.0013

해석 결과 SPSR400재질에서 변형량이 가장 적은 것으로 나타났으며, 응력의 경우 SPSR400재질과 SS41P재질이 가장 작게 나타났다.



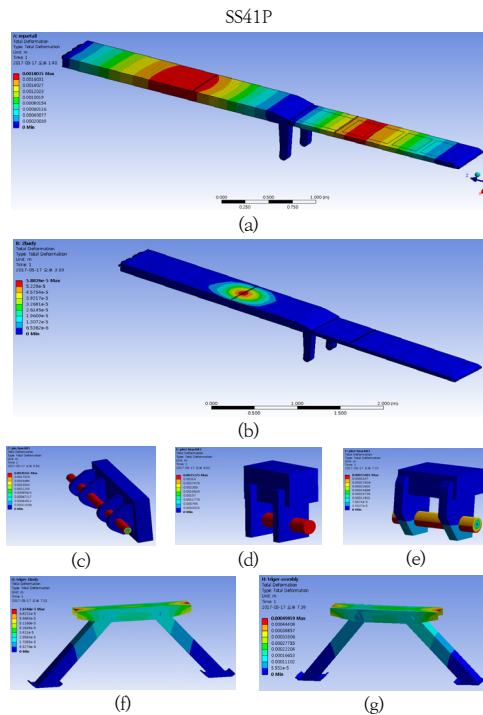


Fig. 12. result of analysis part
(a)1 Part sliding deck (b)2 Part sliding deck
(c)Deck-pin 1 (d)Deck1-pin2 (e)Deck2-pin3
(f) Out trigger 1Part (g) Out trigger 4 Part

Fig. 12는 SPSR400재질과 SS41P재질의 해석 결과를 보여준다.

해석 결과 SPSR400재질과 SS41P재질의 차이는 크게 나타나지 않으나 SS41P재질이 내환경성과 경제적인 측면에서 더 적합 할 것으로 보인다.

4. 윈치 시스템 설계

4.1 윈치 토크량 계산

윈치의 토크량은 윈치의 견인력과 윈치의 회전중심으로 부터의 반경으로 계산된다.

윈치의 견인력은 아래 Fig. 13의 모델을 이용하여 식(4)와 같이 계산된다.

$$Fw = F2 + R$$

$$= (WT \times \sin(\theta)) + (F1 \times RR) \quad (4)$$

RR = Rolling resistance(Mud = 0.15)

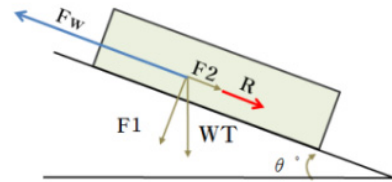


Fig. 13. Winch kinematic model

5Ton의 무게를 가진 농기계를 가정하여 계산을 수행하면 아래 식(5)와 같은 결과를 가진다.

$$Fw = F2 + R$$

$$= (WT \times \sin(12^\circ)) + (WT \times \cos(12^\circ) \times 0.15)$$

$$= -2725.79 + 643.0167 = -2082.77 \text{ kgf}$$

$$= 20424.99 \text{ N} \quad (5)$$

필요한 토크량은 식(6)에 따라 133.3kg·m가 된다.

$$T = Fw \times Wr$$

$$= Fw \times (Dd/2 + Rd \times Ln)$$

$$= 2082.77 \text{ kgf} \times ((8.0/2 + 0.8 \times 3) / 1000)$$

$$= 133.30 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad (6)$$

(Wr : Winch radius, Dd : drum diameter,
Rd : Wire rope diameter, Ln : layer number)

따라서 선정된 윈치의 사양은 아래Table. 7과 같다.

Table 7. Winch spec.

Gear Box Ratio		1/30
Max Input Torque		12.17 kgf·m
Max output Torque		146 kgf·m
Max Input RPM		720 rpm
Max Output RPM		24 rpm
Drum	Width	184 mm
	Drum Min Dia	Ø80 mm
	Flange Dia	Ø165 mm

4.2 와이어 로프 선정

통상 5Ton급의 인양에 사용되는 와이어 로프는 3호, 7X19보통 Z꼬임 C종으로 최소 절단하중 표(Table. 8)에 따라 지름 8mm를 선정하였다.

Table 8. 7X19 Wire rope Minimum breaking load

Wire rope diameter (mm)	Minimum breaking load C Type(195kg/mm²)	
	kN	TON
6.3	27.6	2.81
8.0	44.5	4.54
9.0	56.3	5.74
10.0	69.5	7.08
11.2	87.2	8.89

4.3 와이어 로프 길이 선정

와이어 로프의 길이를 선정하기 위하여 와이어 로프의 길이를 계산하였다. 드럼에 감기는 와이어 레이어는 3단으로 각각의 레이어는 아래 식(7)과 같이 계산된다.

$$X_{Layer} = 3.14 \times (D_d \times R_d \times L_n) \times DW / R_d \quad (7)$$

식(7)로 계산한 결과는 아래 Table. 9와 같다.

Table 9. Wire length

Layer	Wire length(cm)	Accumulate length(cm)
1 Layer	635.54	635.54
2 Layer	693.31	1,328.85
3 Layer	751.09	2,079.94

4.4 와이어 로프 인장응력 계산

와이어 로프의 인장응력은 아래 식(8)과 같이 계산되며 와이어 로프의 인장강도는 1800MPa이상임으로 안전율은 SF=4.4 이상이 나온다.

$$\begin{aligned} Tensile stress &= F_w / RA \\ &= 20424.99 N / (\pi / 4 \times 8^2) mm^2 \\ &= 406.34 MPa \end{aligned} \quad (8)$$

와이어 로프의 안전계수는 산업안전보건기준에 따라 근로자가 탑승하는 경우 10이상, 화물의 하중을 직접 지지하는 경우 5이상, 혹, 샤클, 클램프, 리프팅 빔의 경우 3이상, 그 밖의 경우 4이상으로 그 밖의 경우에 해당함으로 허용됨을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 5톤 카고 트럭의 적재함을 개조하여 농기계 등을 안전하게 운반을 할 수 있는 5ton 차량용 전동 유압 슬라이딩 데크 개발을 수행하였다.

먼저 개념 설계와 단순화 모델링을 통해 목적에 맞는 전동 유압 슬라이딩 데크의 구조를 고안하였고, 기구학 해석을 통해 적재함의 길이에 적합한 슬라이딩 데크 길이 및 구조를 결정하였다.

슬라이딩 데크에서 구조 해석이 필요한 부분을 선정하여 해석 모델을 만들었으며, 슬라이딩 데크의 안전성과

제작비 절감을 위하여 ATOS80, SS400, SPSR400, SS41P의 재질들을 선정하여 구조 해석을 진행하였다.

전체적인 해석 결과 재질별로 크게 차이는 나타나지 않았으나, 가격이 적절하면서 변형량과 응력이 적은 적합한 재질인 SS41P 재질을 1차적으로 선정하였다.

구동이 불가능한 농기계의 상하차를 위하여 안전을 위한 윈치 시스템을 설계하였다. 윈치의 필요 토크량을 계산하였고, 윈치 와이어의 종류와 길이, 안전율을 계산하였다.

이번 연구결과와 추후 진행할 하중변화에 따른 실제 재질의 변형량과 응력의 변화 실험을 통하여 실제 적합하게 사용할 수 있는 재질을 선정 할 수 있을 것으로 보인다.

References

- [1] M. J. Kim, A Pal, K. C. K, B. S Ryuh, "Kinematics analysis and verification of an lectro-hydraulic sliding deck system", *Korea Academia-Industrial cooperation Society*, Korea, Vol.17, No.1, pp.424-427, 2016
DOI: <https://doi.org/10.5762/KAIS.2017.18.6.21>
- [2] Kyoung-Chul Kim, Min-Hyuc Ko, Beom-Sahng Ryuh, "Development of Agriculture Auto Hose Reel by using Wheeled Mobile Robot", *Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society*, vol. 15, no. 3 pp. 1299-1304, 2014.
DOI: <https://doi.org/10.5762/KAIS.2014.15.3.1299>
- [3] Sun-hee um, Myeong-Hwa Jeong, Kyeong-Hee Lim, "Introduction of Finance for Fishing Boat Building - with focus on the lease", p. 64, *Korea Maritime Institute*, 2012.
- [4] R. L. Norton, "Kinematics of Norton", p. 608, McGraw-Hill Education, 2014, pp. 38-39.
- [5] J. Park, N. Jeong, D. Gi, M. Suh, D. Kim, H. Lee, J. Suh, "A Study on the Structural Analysis of Axle for Steering Bogie", *The Korean Society Of Automotive Engineers*, Korea, pp 1062-1065, 2015
- [6] C E et. al. "Numerical model for an IWRC bending over sheave problem and its finite element solution, Recent Advances in Computers, Communications", *Applied Social Science and Mathematics*, Barcelona, Spain, pp. 199-205, 2011.
- [7] S. P. Kim, J. H. Sohn, "Structural Analysis of Small Electric Lubrication Pump by Using ANSYS", *The Korean Society Of Automotive Engineers*, Korea, Vol.2012 No.5-1, pp 115-117, 2015.

김 만 중(Man-Jung Kim)

[정회원]



- 2017년 2월 : 전북대학교 공과대학 기계시스템공학부 (공학사)
- 2019년 2월 : 전북대학교 공과대학 기계시스템공학과 (공학석사)

〈관심분야〉

자동화, 로봇틱스

유 범 상(Beom-Sahng Ryuh)

[정회원]



- 1979년 2월 : 서울대학교 공학대학 기계설계학과 (공학사)
- 1981년 2월 : 서울대학교 공학대학원 기계설계공학과 (공학석사)
- 1989년 8월 : Purdue University 공학대학원 기계공학과 (공학박사)
- 1998년 3월 ~ 현재 : 전북대학교 기계시스템 공학부 교수

〈관심분야〉

자동화, 로봇틱스

송 명 석(Myung-Suk Song)

[정회원]



- 2017년 2월 : 전북대학교 공과대학 기계시스템공학부 (공학사)
- 2019년 2월 : 전북대학교 공과대학 기계시스템공학과 (공학석사)
- 2019년 3월 ~ 현재 : 전북대학교 공과대학 기계시스템공학과 박사과정

〈관심분야〉

자동화, 로봇틱스

김 종 태(Jong-Tae Kim)

[정회원]



- 2002년 2월 : 전북대학교 공과대학 기계시스템공학부 (공학사)
- 2005년 2월 : 전북대학교 공과대학 기계시스템공학과 (공학석사)
- 2009년 2월 : 전북대학교 공과대학 기계시스템공학과(박사수료)

〈관심분야〉

자동화, 로봇틱스