

# 도로용 발전장치 개발을 위한 에너지 발생기구 해석

## A Numerical Study of Energy Mechanism for Development of Road Generator System

이석영<sup>1,✉</sup>  
Suk Young Lee<sup>1,✉</sup>

<sup>1</sup> 인하공업전문대학 기계과 (Department of mechanical engineering, Inha Technical college)  
✉ Corresponding author: sylee@inhac.ac.kr Tel: +82-32-870-2131

Manuscript received: 2014.8.11 / Revised: 2014.8.20 / Accepted: 2014.8.25

*This paper presents a new road generative system that employs a pad of preventive overspeed or tollgate. The system consists of pad, shaft, torsional damper, oneway-clutch, gear system, and electricity generator components. When the car driven through the road generation system, it occurred to surplus energy in the DC power. In order to maximize the power of electricity energy harvester, the simulation software is developed. It is used to determine parametric dimension for optimal design with the theoretically calculated results from the simulation software. The transient responses at the conditions of low and high vehicle speed are compared with the calculated results as torque, impact force, power, out energy etc. Consequently, before design a road generation system, the analysis of simulation results shows that the proposed concept and system has efficiency and confidence.*

Key Words: Road Generator System (도로용 발전 시스템), Energy Mechanism (에너지 발생기구), Road Pad (도로용 패드), Impact Force (충격력)

### 기호설명

D = Damping coefficient

E = Energy

H = Height

K = Elasticity coefficient

l = Pad length

m = Vehicle mass

n = Number of divided pad

P = Power

R = Ratio between pad initial contact and total length

T = Torque

t = Time

V = Vehicle speed

W = Vehicle weight

#### - Greek -

$\mu$  = Friction coefficient

$\phi$  = Pad inclined angle

$\eta$  = Pad efficiency

#### - Subscript -

0 = Initial condition

1~n = Number of divided pad

total = Total

x = Random condition

1. 서론

지구온난화와 높은 석유가격 문제에 대한 대응으로써 신재생에너지 기술의 개발이 추진되고 있다. 또한, 화석연료에 기초한 현재의 에너지시스템이 갖고 있는 문제를 극복하기 위해서는 신재생에너지 뿐만 아니라 더욱 새로운 에너지의 시스템으로의 전환이 필요하다. 최근의 추세에서 신재생에너지의 도입비용도 정부재원이 아닌 전기요금에 전가시키는 등 신재생에너지원 사이에서 효율 및 제작단가 경쟁을 통해 발전사업자로부터 선택되어지는 점을 볼 때, 본 연구에서 다루고 있는 도로용 발전장치는 비용절감 및 기술개발 측면에서 저탄소 녹색성장에 적극적으로 호응되어 진다고 할 수 있다.<sup>1</sup>

국내의 경우 기업이나 연구소에서도 다양한 연구와 개발이 진행 중이나, 도로용 발전장치의 에너지 회수 효율성 및 재생에너지에 대한 기술력 부족으로 현장 적용까지는 아직 미흡한 실정이다. 또한 해외의 경우에는 발생전력량 5~10kW 정도의 유사한 시험장치가 개발되어 시험가동 중으로 상용화를 목전에 두고 있다. 전기의 회수량이 부족할 때는 기존 전력 공급라인과 연계하여 공급하는 기술도 추가로 연구되고 있다. 따라서 본 연구 과제 대상인 도로용 발전시스템은 개발 후 유망한 기술이 될 것이다.<sup>2,4</sup>

이러한 장치를 개발하기 위한 주요한 기술을 나열하자면 차량용 감속 유도턱, 바퀴의 운동에너지를 발전기까지 전달하는 장치, 운동에너지를 전기에너지로 변환하는 장치, 전기에너지 축전장치 등이며 기계와 소재기술에 대해서는 국내기술로서 가능성이 높은 편이며, 발전기 및 축전지의 기술 수준도 높은 편이어서 제작에 있어서 국산화율을 높일 가능성이 크다. 노면에서 전기를 회수하는 장치는 차량바퀴에서 소모되는 충격에너지를 전기에너지로 전환시키는 것이 중점적인 기술로써 동력학적 기계시스템 뿐만 아니라 전기분야인 전기에너지 생산시스템도 중요하게 연구되고 있다.<sup>3,7</sup>

상기 제시된 기술을 반영하여 도로용 발전시스템을 제작하기 전에 설계가 이루어져야 하고 이러한 설계의 최적화시키기 위해 선행되어야 하는 과제가 수치해석이다. 본 연구에서는 도로용 발전시스템의 기계적인 동력학적 안정성을 기본으로 도로용 발전시스템을 구성하는 기계부품의 치수를 변수로 하는 수치해석을 수행하여 전기 발전량을

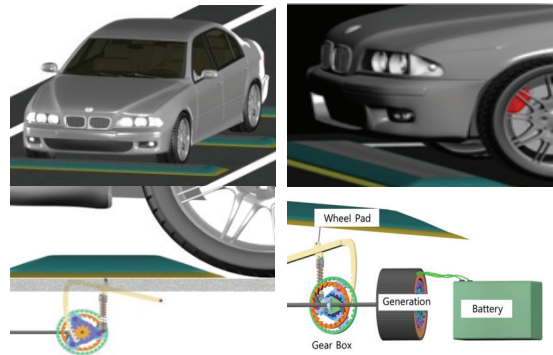


Fig. 1 Road Generator System

추정할 뿐만 아니라 운전자가 느끼는 충격에 의한 불쾌감을 최소화시키도록 하였다. 이러한 설계 치수의 결정은 장치의 제작과정에서 발생하는 시행착오와 제작기간을 줄이고 향후 유사한 도로용 발전시스템의 기본자료로도 활용될 것으로 판단된다.

2. 도로용 발전시스템의 소개

2.1 개요

차량이 도로 위를 운행할 때 안전을 목적으로 하는 감속유도 턱이나 미끄럼 방지(rumble strip) 등을 통과하면서 불가피하게 소모되는 운동에너지를 기구 장치를 통해 전기에너지로 회수하여 재활용할 수 있도록 하는 시스템이다.

2.2 원리

주행중인 자동차가 감속하여 도로 위에 설치한 패드를 밟고 지나가면, 자동차의 하중과 운동량에 의해서 압력패드와 움직이면서 회전기어가 Fig. 1 과 같이 작동한다. 회전력은 회전기어, 댐퍼, 유성기어, 일방향 클러치 순으로 속도를 증가시키게 되고, 연결된 축 의해 발전기가 작동되며, 발전기에서 생성된 교류의 불규칙한 전원을 인버터를 통해 직류로 전환하여 축전지에 저장하고, 필요 시 전압 조정을 거쳐 수요처에 AC 220V로 공급한다.

3. 연구방법

3.1 연구내용 및 범위

도로용 발전시스템의 동력학적 안정성을 기본 전제로 차량의 운동량과 하중에 의해 생성되는 전기에너지를 최대도 하면서도 발전 장치에 의해 유

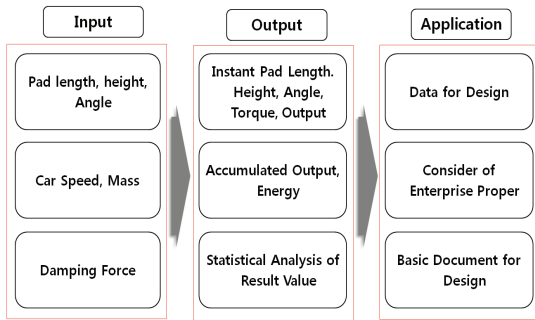


Fig. 2 Research process

발되는 충격력은 저감하여 운전자가 느끼는 불편감을 최소화하기 위한 설계를 위한 수치해석을 수행하였다. 이를 위해 차량의 진입속도와 무게 등의 변수를 입력하여 차량진입 시 발전시스템의 동적 거동을 계산하며 생산되는 전기량, 충격력, 토오크, 동력 등의 성능 시뮬레이션 결과를 산출한다. 이 후 시뮬레이션 결과를 분석하여 발전기의 용량, 장착되는 패드의 길이와 설치 각도, 패드 끝단 설치높이 등의 최적화 설계값을 제시한다. 세부 연구절차는 Fig. 2와 같다.

### 3.2 모델링 방법

본 연구에서는 도로용 발전시스템을 제작하기 전에 최적화 설계를 위한 성능해석을 수행하였다. 이는 발전시스템의 원리를 기본으로 차량의 거동에 따른 Newton의 제 2법칙을 적용한 지대방정식을 도출하여 노면 발전시스템의 운동방정식을 세우고, 비주얼 C언어를 사용하여 Fig. 3의 순서도에 따라 수치해석을 수행하였다.

#### 3.2.1 가정

가. 패드의 모든 구조물은 강체(rigid)이다.

나. 패드를 지나는 자동차 속도는 선형적으로 감소한다.

다. 발전시스템 내에 설치된 구성부품(발전기 제외)의 관성력은 발전기의 댐핑력에 비해 작으므로 해석의 간결성을 위해 생략한다.

#### 3.2.2 사용된 식

##### a) 순간적인 토크

패드 전체 길이는 운전자가 느끼는 충격력을 고려하여 패드 높이와 각도에 의해 Eqn. (1)과 같이 정하여 진다.

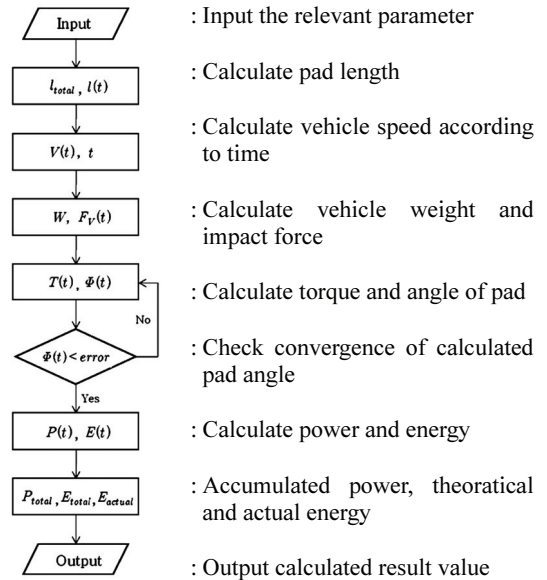


Fig. 3 Flow chart of numerical analysis

$$l_{total} = \frac{h(t_0)}{\sin \phi(t_0)} \tag{1}$$

또한 자동차 바퀴가 패드에 최초로 접촉 시에 미접촉되는 부분인  $l(t_0)$  는 Eqn. (2)에 의해 계산되고, 시간  $t_x$  일 때의 패드의 길이와 자동차의 속력은 Eqn. (3), (4)와 같다.

$$l(t_0) = l_{total} \cdot R \tag{2}$$

$$l(t_x) = l(t_{x-1}) + \frac{\int_1^n l(t_x) dx}{n} \tag{3}$$

$$V(t_x) = V(t_{x-1}) + \frac{V(t_0) - V(t_n)}{n} \tag{4}$$

따라서, 패드의 전체길이  $l_{total}$  에서 최초로 접촉 시에 미접촉되는 패드길이  $l(t_0)$  를 제외한 길이를  $n$ 으로 나누었을 때, 첫 번째 단위길이를 지나는데 걸리는 시간은 Eqn. (5)와 같이 계산된다.

$$\Delta t_x = \left( \frac{l(t_n) - l(t_0)}{n} \right) \tag{5}$$

자동차의 하중과 충격력은 Eqn. (6), (7)과 같이 나타낼 있으며,  $t = t_x$ 일 때의 패드에서의 토오크는

Eqn. (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$W = mg \tag{6}$$

$$F_V(t_x) = \frac{m \cdot V(t_x)}{t_x} \tag{7}$$

$$\begin{aligned} T(t_x) &= W \cdot \cos\phi(t_{x-1}) \cdot l(t_x) + F_V(t_x) \cdot \sin\phi(t_{x-1}) \cdot l(t_x) \\ &= mg \cdot \cos\phi(t_{x-1}) \cdot l(t_x) + \frac{mV(t_x)}{t_x} \cdot \sin\phi(t_{x-1}) \cdot l(t_x) \end{aligned} \tag{8}$$

계산된 출력 값을 변수로 하여 Eqn. (9)로 패드 경사각을 계산한다.

$$\phi(t_x) = \phi(t_{x-1}) - \frac{T(t_x)}{\int_1^n T(t_x) dx} \cdot \phi(t_0) \tag{9}$$

계산된 패드의 경사각을 다시 입력값으로 취하여 토크를 계산하고, 계산된 토크 값을 다시 Eqn. (10)에 대입하여 패드의 경사각을 계산하는 과정을 반복하는 시행착오의 과정을 거쳐 Eqn. (11)와 같이 오차범위를 만족하는 토크 및 패드의 경사각을 구한다.

$$\begin{aligned} T'(t_x) &= W \cdot \cos\phi(t_x) \cdot l(t_x) + F_V(t_x) \cdot \sin\phi(t_x) \cdot l(t_x) \\ &= mg \cdot \cos\phi(t_x) \cdot l(t_x) + \frac{mV(t_x)}{t_x} \cdot \sin\phi(t_x) \cdot l(t_x) \end{aligned} \tag{10}$$

$$|T'(t_x) - T(t_x)| < error \tag{11}$$

계산된 패드의 경사각으로부터 Eqn. (12)와 같이 각속도를 계산한다.

$$\dot{\phi}(t_x) = \frac{\phi(t_x)}{\Delta t_x} = \frac{\phi(t_x)}{t_x - t_{x-1}} \tag{12}$$

**b) 순간적 출력 및 에너지**

상기에서 구한 값을 활용하여 순간적인 출력 및 에너지 값을 계산하는 식은 Eqn. (13), (14)와 같다.

$$P(t_x) = T(t_x) \cdot \dot{\phi}(t_x) \tag{13}$$

$$E(t_x) = P(t_x) \cdot t_x \tag{14}$$

**c) 순간적인 출력, 실제에너지의 적분치**

Eqn. (13), (14)에서 계산된 값을 다음 식과 같이 적분하여 출력, 이론 및 실제 에너지 값을 계산한다.

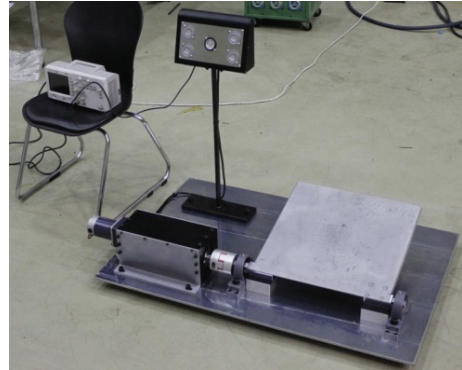


Fig.4 Experiment apparatus

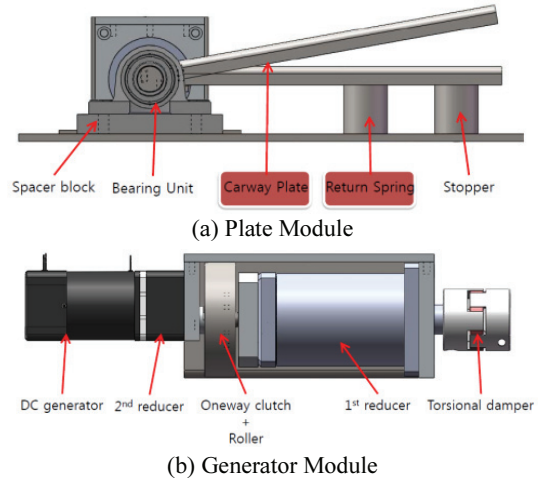


Fig. 5 Component of experiment apparatus

$$P_{total} = \int_1^n P(t_x) dx \tag{15}$$

$$E_{total} = \int_1^n E(t_x) dx \tag{16}$$

$$E_{actual} = \mu \cdot \eta \cdot E_{total} \tag{17}$$

**4. 실험**

**4.1 기본구성**

실험장치는 Fig. 4와 같으며 Fig. 5에서 보는 바와 같이 플레이트와 발전기 모듈로 구성되며 플레이트에서는 자동차 바퀴의 하중을 발전기 축으로 전달하는 역할을 하고 발전기 모듈에서는 플레이트에서 전달된 토크를 증속기를 통해 증속시키며 발전기에 전달하여 전기를 생산하는 역할을 한다.

Table 1 Experiment Condition

Item	Dimensions
Pad length (m)	0.22
Initial pad slope angle (deg.)	30
Inertial mass (kg)	7.68
Car weight (kg)	1,100
Car speed (km/h)	10

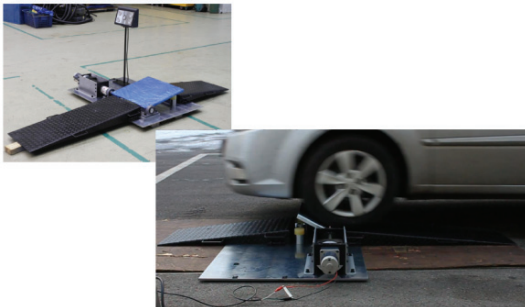


Fig. 6 Experiment progression

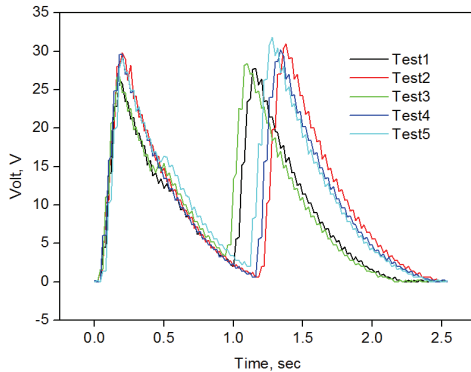


Fig. 7 Experiment results

4.2 실험조건 및 결과

실험조건은 Table 1에서 제시하는 바와 같고 이러한 조건은 실차에 적용하기 위한 조건에 알맞게 설정한 것이며, Fig. 6과 같이 실차 실험을 거친 실험결과를 Fig. 7에서와 같이 발전기에 의해 생성된 전압을 실시간으로 보여주고 있다. 여기서 5개의 선도는 측정된 횟수이며 파형이 2개로 나타난 것은 차량이 베드를 지날 때 전륜과 후륜 모두 접촉하였기 때문이다.

5. 수치해석 결과 및 분석

5.1 수치해석의 검증

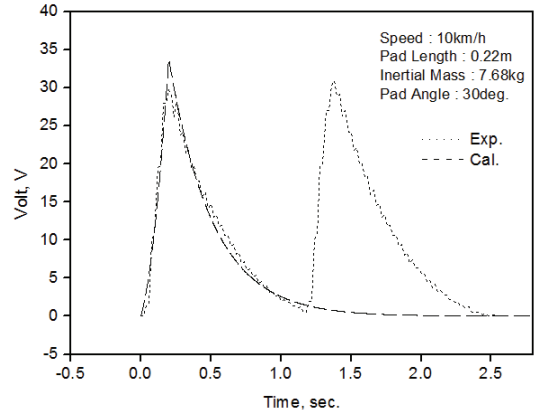


Fig. 8 Comparison of experimental and calculated electrical volt versus time at the standard condition

Table 2 The value of input for Simulation

Parameter		Relevant dimensions
Total pad length (m)		0.5, 1, 1.5
Initial pad slope angle (deg.)		10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45
Pad height (cm)	at pad end	10, 20
	at wheel contact	10
Vehicle speed (km/h)	access	20, 30, 40, 50, 60
	secession	10, 20
Vehicle weight (kgf)		2,000, 4,000, 6,000, 8,000, 10,000

Table 1에서 제시된 실험조건으로 수치해석을 수행한 결과 Fig. 8과 같이 실험에 의해 측정된 전압값과 수치해석에 의하여 계산한 전압값이 서로 유사한 경향을 보여줌으로서 수치해석에 대한 검증을 확인하였다. 여기서, 전압값은 패드축의 각속도와 비례하므로 전압의 크기에는 비례상수가 적용되어 C = 1.6을 적용하였고 부하상수는 L = 1.3을 적용하였다. 여기서 부하상수 값은 실제로 정밀하게 측정되기 어려운 값으로 전압의 실험치와 계산치를 매칭시키면서 얻어질 수 있는 것이다.

5.2 입력 변수

시뮬레이션을 수행하기 위한 입력변수 및 치수는 Table 2와 같으며 도로환경과 장치 제작을 고려하여 변수의 치수를 선정하였다.

5.3 결과 분석

5.3.1 토오크

차량이 지나가면서 도로용 발전시스템에서 발생하는 토오크는 차후 설계 시에 동력전달과 관련

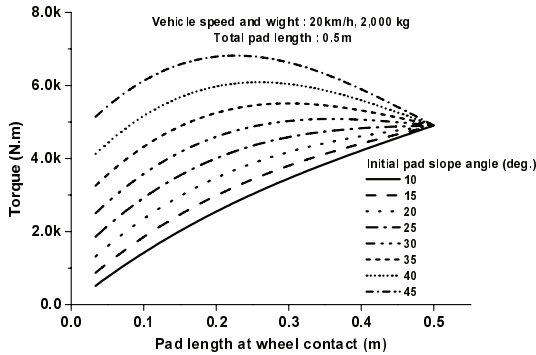


Fig. 9 Comparison of torque versus pad length at wheel contact for each condition at 0.5cm of the pad length

된 축과 기어, 클러치 등과 같은 부품의 비틀림 모멘트의 치수를 산정하는데 반드시 필요한 양이다. 이러한 토오크는 Fig. 9와 같이 차량의 바퀴가 지나면서 발생하는데, 차량의 무게에 의해 발생하는 중력하중과 차량 속력에 의한 충격하중의 합으로 계산된다. Fig. 9는 패드길이 0.5m의 조건에서 초기 패드 경사각의 변화에 따른 토오크를 보여준다. 여기서 초기 패드 경사각이란 차량의 바퀴가 패드에 접촉되지 않았을 때 패드의 경사각을 말한다. 또한, 그래프에서 가로축은 차량의 바퀴가 패드를 지나면서 접촉되는 점에서의 패드길이를 말한다. 전체적인 경향은 패드의 각도와 길이의 크기에 대해 토오크가 비례하는 경향을 보인다. 이러한 경향은 경사각의 증가는 충격력에 의한 토오크를 증가시켜 전체 토오크를 증가시키게 되고, 패드 길이는 자동차의 무게와 함께 곱해져 토오크 증가시키게 되는 것이다. Fig. 10과 11은 같은 조건에서 초기 패드 끝단의 높이만 20cm로 바꾼 조건에서 토오크값을 보여준다. Fig. 9의 결과와 비교하였을 때, 상대적으로 증가된 토오크값을 보여주는 데 이러한 결과는 초기 패드 끝단의 높이를 증가시키는 것이 토오크의 증가시키는 것을 보여준다.

실제로 차량의 바퀴가 패드와 접촉하면서 이동 시에는 패드와 접촉되는 지점의 높이는 초기 패드 끝단의 높이 이하이며, 차량의 바퀴가 패드위를 지나면서 다른 값을 가지게 된다. 그리고 이 높이는 차량이 패드위를 지날 때, 탑승한 운전자가 느끼는 불쾌감 뿐 만 아니라 차량의 안정성과도 관련성이 있게 된다. 따라서 한국도로교통법에는 노면상 돌출되는 허용 높이를 10cm 이하로 규정하고

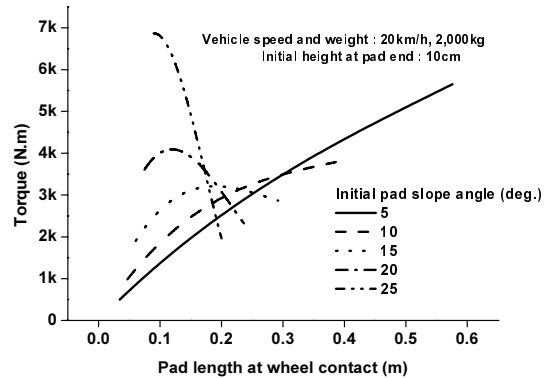


Fig. 10 Comparison of torque versus pad length at wheel contact for each condition at 10cm of the pad height

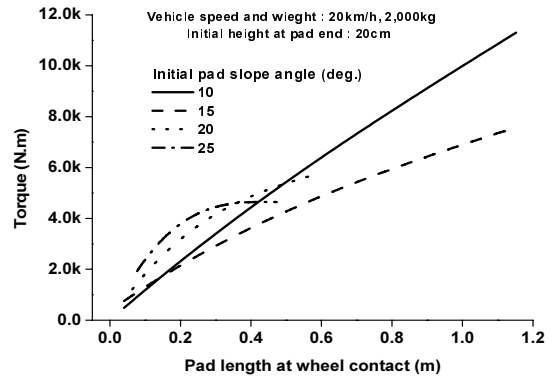


Fig. 11 Comparison of torque versus pad length at wheel contact for each condition at 20cm of the pad height

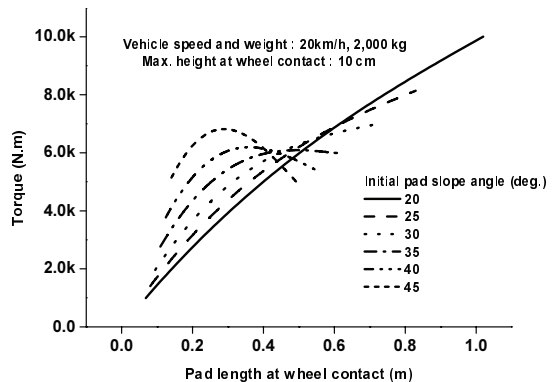


Fig. 12 Comparison of torque versus pad length at wheel contact for each condition at 10cm of the pad height

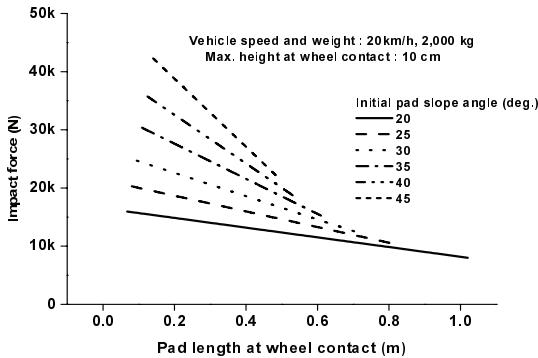


Fig. 13 Comparison of impact force versus pad length at wheel contact for each condition as 20km/h, 2,000kg, 10cm

있다. 이를 감안하여 Fig. 12에서는 실제 차량이 지나가면서 바퀴가 패드와 접촉되는 점의 높이의 최대치가 10cm를 초과하지 않는 조건에서의 계산된 결과를 보여준다. 그 결과, Fig. 10과 11에서 초기 패드 끝단의 높이를 정하였을 때 보다 토크값이 전반적으로 증가되었음을 알 수 있으며, 특히 초기 패드 경사각을 45°까지 사용할 수 있어, 그 적용 범위를 넓힐 수 있을 것으로 예상된다.

**5.3.2 충격력**

Fig. 13은 한국도로교통법의 노면상 돌출되는 허용 높이 10cm 이하를 기준으로 충격력을 계산한 결과이다. 그림에서와 같이 승객이 충격력에 의하여 느끼는 불편감을 감소시키기 위해서는 패드의 각도를 감소시키고 패드의 길이는 증가시키는 것이 바람직하다. 또한 패드의 길이를 중앙을 기준으로 둘로 나누어 차량이 패드와 접촉이 시작되는 쪽을 전반부, 차량의 바퀴가 패드를 이탈하는 쪽을 후반부라고 정하였을 때, 차량이 패드를 지나 는 동안 전반부가 후반부 보다 충격력이 상대적으로 커짐을 고려할 때, 전반부에 대한 충격력 감소를 위한 해결 방안이 가능하다고 판단 된다.

**5.3.3 동력**

차량에 의해 발생하는 출력은 발전기 용량산정 과의 연관성이 가장 크다. 출력이 크면 전기에너지의 생산량이 증가하지만 그만큼 발전기의 용량도 커짐으로써, 제작비의 증가와 함께 설치공간이 많이 소요된다. 따라서 차량의 바퀴가 접촉되는

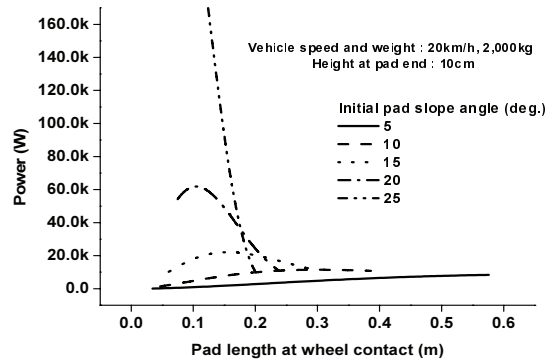


Fig. 14 Comparison of power versus pad length at wheel contact for each condition at the height at pad end as 10cm

점에서 계산되는 순간출력의 값이 일정한 상태가 가장 이상적인데, 순간출력의 최대값이 패드 전체 구간을 평균한 출력값과 큰 차이가 나지 않는 것이 바람직하다. 계산결과를 분석해보면 전반적으로 순간적인 출력의 크기는 패드의 길이와 반비례 하고 패드의 각도와는 비례하는 경향을 보인다. 그러나 순간적인 출력의 크기라는 것은 생산되는 전기에너지량과는 다를 수 있다. 왜냐면 차량이 패드를 지나 는 시간이 고려되지 않았기 때문이다. 따라서 단순히 순간출력을 가지고 전기의 생산량을 예측할 수 없으며, 다른 변수로 분석된 결과와 함께 연관되어야 한다. Fig. 14를 보면 패드의 각도가 증가할수록 순간적인 출력이 증가하는데, 이는 발전기 용량과는 매우 큰 관련이 있다. 따라서 패드의 각도를 증가시켜 순간 출력을 증가시키는 것은 결코 바람직하지는 않으며, 패드길이를 감소시켜 순간 출력을 증가시키는 것도 바람직하다고 볼 수 없다.

**5.3.4 생산된 전기에너지량**

Fig. 15에서 18까지는 차량의 속도와 초기 패드 경사각 변화에 대한 생산된 전기에너지량을 보여 준다. 대부분 차량의 속력과 패드 초기 경사각과 비례하는 경향을 보였으며, 초기 패드 각도의 증가에 의한 전기에너지 생산량의 증가 폭은 차량의 속력이 증가할수록 점차 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 반대의 경우도 마찬가지로 차량의 속력 증가에 따른 전기에너지 증가율은 초기 패드 각도가 커질수록 증가한다. 한편, 패드길이 0.5m와 1m를 비교하면 패드길이가 0.5m인 경우는 패드 끝단

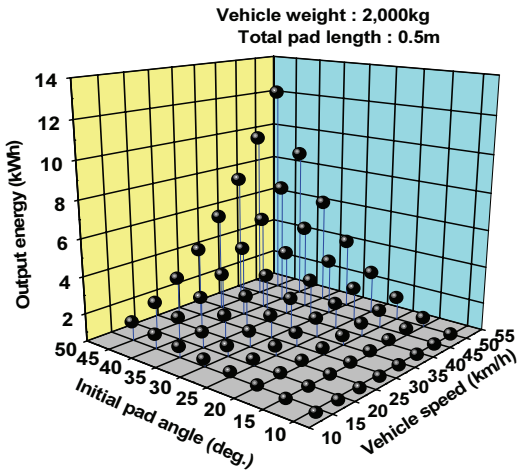


Fig. 15 Output energy versus initial pad angle and vehicle speed at the condition of the vehicle weight and total pad length as 2,000kg, 0.5m

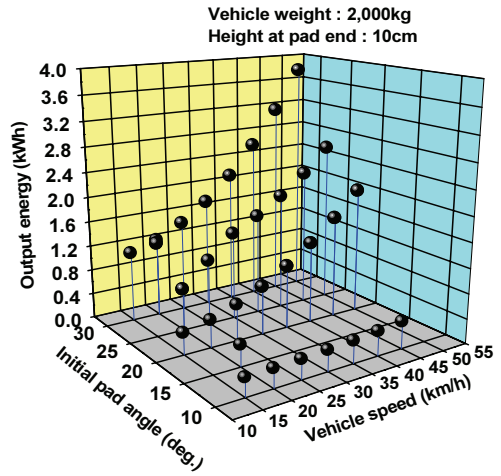


Fig. 17 Output energy versus initial pad angle and vehicle speed at the condition of the vehicle weight and initial pad end height as 2,000kg, 10cm

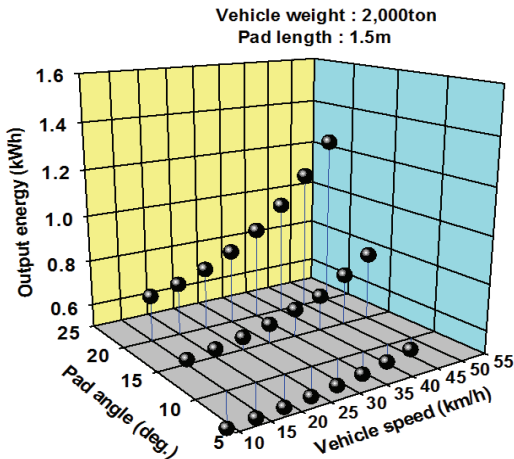


Fig. 16 Output energy versus initial pad angle and vehicle speed at the condition of the vehicle weight and total pad length as 2,000kg, 1.5m

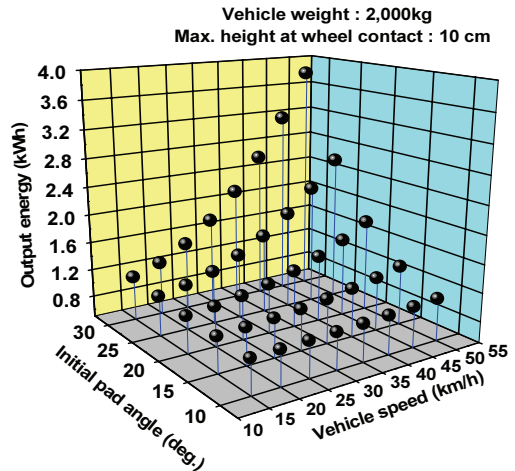


Fig. 18 Output energy versus initial pad angle and vehicle speed at the condition of the vehicle weight and maximum pad height as 2,000kg, 10cm

의 높이의 제약이 감소하여 초기 패드 경사각을 45°까지 설정하여 1m의 조건과 비교하여 전기에너지 생산량이 증가됨을 알 수 있다.

### 5.4 설계 치수 선정

앞 절에서 계산된 결과의 분석을 통하여 부품의 강도, 설치공간, 진입 차량의 안정성, 승객의 불편감 및 에너지회수율 등을 고려한 설계치수를 정하고자 한다.

#### 5.4.1 초기 패드 경사각

Fig. 19에서 나타난 바와 같이 초기 패드 경사각이 증가함에 따라 도로교통법규의 패드 돌출 높이를 만족하는 설치 가능한 패드의 길이는 감소하고 에너지 생산량은 증가하는 것을 보여준다. 따라서 초기 패드 경사각을 가능한 최대도 하는 것을 조건으로 정하였다.



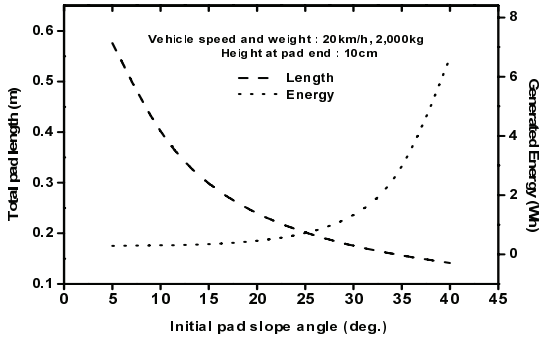


Fig. 19 Total pad length and generated energy versus initial pad angle on the condition of vehicle speed and weight, height at pad end as 20km/h, 2,000kg, 10cm

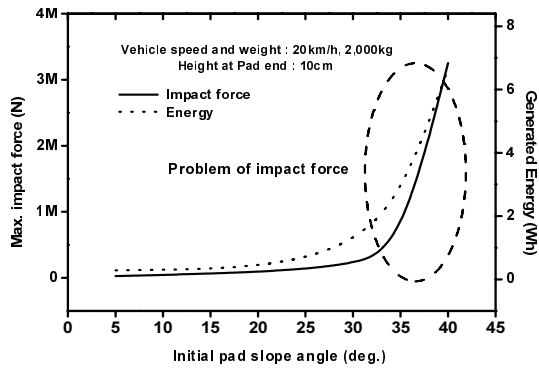


Fig. 20 Maximum impact force and generated energy versus initial pad angle on the condition of vehicle speed and weight, height at pad end as 20km/h, 2,000kg, 10cm

### 5.4.2 충격력과 에너지

Fig. 20은 초기 패드 경사각의 증가에 따른 충격력과 에너지를 나타내고 있는데, 충격력과 생성된 에너지량은 거의 비례한다. 특히 충격력의 경우, 초기 패드 경사각이 30도 이상에서는 급격히 증대된다. 따라서, 초기 패드 경사각이 30도 이하에서 충격력과 에너지를 고려하여 설계치수를 결정하는 것을 조건으로 정하였다.

### 5.4.3 패드길이

패드의 길이는 초기 패드 경사각이 증가함에 따라 감소한다. 따라서, 접촉되는 패드의 길이는 최소 제한치가 필요하다. 본 연구에서 정한 패드 길이의 최소치는 50cm로 정하였다. 패드 길이가

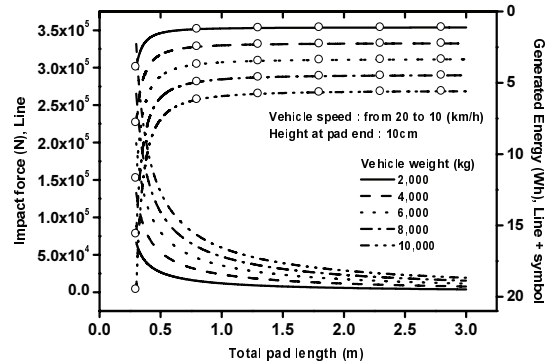


Fig. 21 Comparison of impact force and generated energy versus total pad length for each condition at the vehicle speed as from 20 to 10 km/h

50cm이고 패드 끝단의 높이가 10cm로 유지하기 위한 초기 패드 경사각은 11.54도가 계산된다. 따라서 초기 패드 경사각이 11.54도이며 패드 길이 최소치는 50cm로 설계치수의 조건으로 정하는 것을 조건으로 정하였다. 그러나 패드의 길이 0.5m를 고려할 때 충격력이 매우 증가하여 실용성이 저하된다. 따라서 생성되는 에너지량과 충격력을 적절하게 고려하여 산출된 패드의 길이는 1.5m이며 활용측면에서 톨게이트나 학교앞 서행구역 등에 적용이 가능한 저속 유도용으로 사용하는 것이 바람직하다고 사료된다. 이상을 다시 한 번 정리하면 과속방지용 패드길이는 0.5m, 저속유도용 패드길이는 1.5m로 정하였다.

## 5.5 선정 치수의 적합성 검토

### 5.5.1 차량의 질량

상기에서 결정된 부품의 수치를 차량의 질량의 변화에 따른 타당성을 검토하기 위한 결과값이 그림 Fig. 21과 22이다. 차량의 질량은 2,000kg에서 2,000kg의 간격으로 10,000kg까지의 변화에 대해 충격력과 생산된 에너지량을 비교하여 타당성을 검토하였다.

### 5.5.2 바퀴와 패드 접촉 높이 및 소요시간

Fig. 23은 차량이 패드를 통과 시 바퀴와 패드의 접촉점의 최대높이와 패드를 지나는데 걸리는 시간을 계산한 결과이다. 과속방지용 패드길이인 0.5m의 경우가 다른 패드의 길이에 비해 바퀴 접촉점의 최대 높이가 낮아져 안정적인 운행이 될

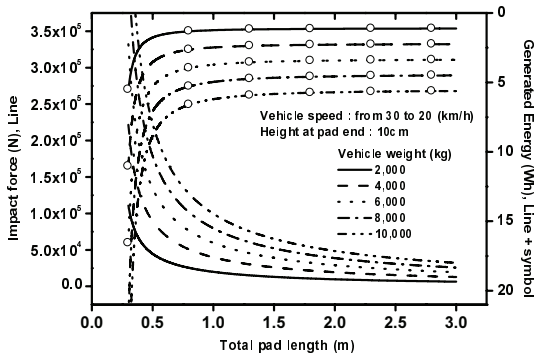


Fig. 22 Comparison of impact force and generated energy versus total pad length for each condition at the vehicle speed as from 30 to 20 km/h

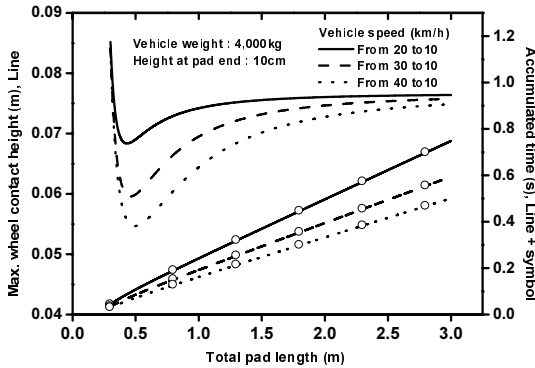


Fig. 23 Comparison of maximum wheel contact height and time versus total pad length for each vehicle speed at the vehicle weight and height at pad as 4,000kg, 10cm

것으로 기대된다. 다만 패드를 지나는데 소요되는 시간은 매우 짧게 걸리는 것으로 나타내고 있다. 이는 바퀴 접촉점의 최대높이가 높은 조건에서 소요시간이 짧다면 운행 안정성에 무리를 줄 수 있지만 접촉점의 최대높이가 작아진 상태이므로 운행 안정성에는 큰 무리가 없을 것으로 사료된다.

5.5.3 토오크와 동력

Fig. 24는 차량이 패드를 통과 시의 순간적인 토오크값 중에서의 최대값을 보여주는데, 최대의 토오크값이 커질 경우엔 부품의 크기와 강도도 증가되어진다. 본 연구의 패드길이 0.5, 1m는 모두 크지 않은 최대 토오크값을 가지고 있었으며, 이때 출력도 비교적 양호한 것으로 나타났다.

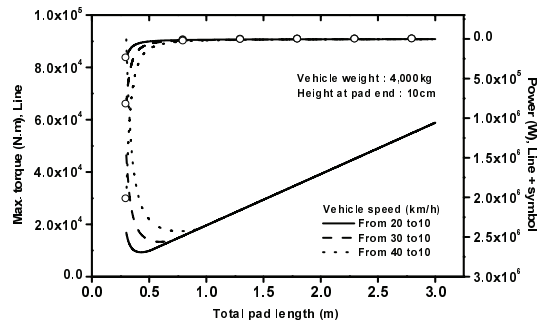


Fig. 24 Comparison of maximum torque and power versus pad length for each vehicle speed at the vehicle weight and height at pad as 4,000kg, 10cm

Table 3 Determine generator capacity and power shaft dimensions

Items		Over speed	Low-speed
Max. Load	Car mass	10,000kg	10,000kg
	Car speed	40km/h	60km/h
Results	Generator	31.926kW	65.42kW
	Power shaft	31.7kN·m	47.1kN·m

Table 4 Determine main dimension of design

Items	Over speed	Low speed
Pad length	0.5m	1.5m
Initial pad angle	11.54°	3.82°
Pad end height	10cm	10cm
Generator	31.93kW	65.42kW
Power shaft	31.7kN·m	47.1kN·m

5.6 발전기 용량 및 동력전달장치 치수의 추가 선정

상기의 결과를 통해 선정치수의 적합성을 검토한 결과, 실제적용이 가능하다고 판단되며, 선정된 치수를 기초자료로 추가적으로 발전기 용량 및 동력 전달장치의 치수를 Table 3와 같이 선정하여 차후 설계 시 활용하고자 한다.

5.7 설계 주요 치수 선정 결과

발전기 용량 및 동력전달장치의 치수 선정을 추가로 도로용 발전시스템 제작을 위한 선정된 주요 치수는 Table 4에서 확인할 수 있다.

6. 결론

본 연구를 통해 도로용 발전 시스템의 성능 시

물레이션을 수행하여 운전 조건에 따른 설계치수의 선정으로 최적설계가 되도록 하였다.

1) 시뮬레이션을 수행한 결과값으로 차량 진입에 의해 발전시스템에서 발생하는 토오크값은 설계 시 동력전달과 관련되는 축, 기어, 클러치 등과 같은 부품의 강도와 관련된 치수를 산정하는데 필요한 값으로 과속방지용과 저속유도용으로 최대 토오크값인 31.7, 47.1kN·m를 각각 제시하였다.

2) 차량에 의해 발생하는 출력은 발전기 용량 산정과의 연관성이 크다. 출력이 크면 전기에너지의 생산량이 증가하지만 그만큼 발전기의 용량도 커짐으로써 제작비의 증가와 함께 설치공간이 많이 소요 된다. 따라서 순간출력의 최대값이 패드 전체구간을 평균한 출력값과 큰 차이가 나지 않는 것이 바람직하다. 또한 순간적인 출력의 크기는 패드의 길이와 반비례하고 패드의 각도와는 비례하는 경향을 보여 주었다.

3) 생산되는 에너지량은 전반적으로 차량의 속도 및 패드 초기 경사각과 비례하는 경향을 보였다. 또한 초기 패드 각도의 증가에 의한 전기에너지량의 증가는 차량의 속력이 증가할수록 증가 폭이 점차적으로 커지는 것을 알 수 있었다.

4) 패드 끝단의 높이를 10cm로 유지하면서 패드경사각을 증가시켰을 때 패드길이는 감소한다. 따라서, 패드의 길이를 50cm로 제한했을 때 패드 끝단의 높이를 10cm로 유지하기 위한 초기 패드 경사각은 11.54도이다.

5) 이 조건의 경우 초기 패드 경사각이 크기 때문에 에너지량과 충격력 모두 거의 최대치를 이루어서 에너지 획득 측면에서는 바람직하지만, 충격력은 운전자에게 불쾌감을 줄 수 있어서, 이러한 패드길이는 과속방지용에 활용하고 다른 조건을 고려하여 산출된 패드의 길이인 1.5m는 톨게이트나 학교 앞 서행구역 등에 적용이 가능한 저속 유도용으로 사용하는 것으로 정하였다.

3, pp. R1-R21, 2007.

3. Priya, S., "Advances in Energy Harvesting using Low Profile Piezoelectric Transducers," *Journal of Electroceramics*, Vol. 19, No. 1, pp. 167-184, 2007.
4. Chen, L., Li, J., Sun, F., and Wu, C., "Performance Optimization of a Two-Stage Semiconductor Thermoelectric-Generator," *Applied Energy*, Vol. 82, No. 4, pp. 300-312, 2005.
5. Jonnalagadda, A. S., "Magnetic Induction Systems to Harvest Energy form Mechanical Vibration," *Master of Science in Mechanical Engineering*, Vol. 7, pp. 125-131, 2007.
6. Hwang, C. Y., "A Study on Piezoelectric Power Harvesting for Green Road System," *M.Sc. Thesis, Mechanical Engineering, Hanyang University*, 2010.
7. Cho, B. W., "A Basic Study on Green Road Energy Harvesting Using Pressure of Vehicles," *Proc. of Korean society of civil engineering Conference*, pp. 3051-3054, 2009.

## REFERENCES

1. Oh, S.-D., Lee, H.-J., Jung, J.-Y., and Kwak, H.-Y., "Optimal Planning and Economic Evaluation of Cogeneration System," *Energy*, Vol. 32, No. 5, pp. 760-771, 2007.
2. Anton, S. R. and Sodano, H. A., "A Review of Power Harvesting using Piezoelectric Materials (2003-2006)," *Smart Materials and Structures*, Vol. 16, No.