

NGHIÊN CỨU, THIẾT KẾ, CHẾ TẠO KHUNG VÀ HỆ THỐNG LÁI CỦA XE SINH THÁI TIẾT KIỆM NHIÊN LIỆU

Nguyễn Bá Vũ¹, Trần Công Chi¹, Trần Văn Tùng¹

¹Trường Đại học Lâm nghiệp

TÓM TẮT

Xe tiết kiệm nhiên liệu đang là xu thế trong tương lai với rất nhiều các nghiên cứu chuyên sâu. Một trong những bộ phận quan trọng ảnh hưởng đến hiệu suất sử dụng của loại xe này là hệ thống khung và hệ thống lái. Bài báo giới thiệu tổng quan về hệ thống khung, lái xe. Từ đó phân tích, lựa chọn và đưa ra phương pháp tối ưu nhất để thiết kế hệ thống khung và lái cho xe tiết kiệm nhiên liệu tham gia, phục vụ cuộc thi lái xe sinh thái tiết kiệm nhiên liệu do công ty Honda tổ chức. Hệ thống khung, lái xe được thiết kế và kiểm nghiệm bằng phần mềm Autodesk Inventor dựa trên kích thước, khối lượng của người lái giả định và kích thước cơ cấu khung, lái sau khi tính toán thiết kế. Cơ cấu lái hình thang được sử dụng cho xe với những có ưu điểm dễ chế tạo, khối lượng nhẹ, thuận tiện bố trí trên khung và hoạt động một cách hiệu quả ổn định. Kết quả phân tích và khảo nghiệm cho thấy hệ thống khung và hệ thống lái của xe được đề xuất đã đáp ứng được mục tiêu đã đề ra.

Từ khóa: hệ thống khung xe, hệ thống lái xe, Inventor, xe tiết kiệm nhiên liệu.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Ngày nay cùng với sự phát triển về kinh tế thì hiện tượng ô nhiễm môi trường đang cũng đang là một mối lo đối với Việt nam, một trong số những nguồn gây ô nhiễm chính đến từ các phương tiện giao thông với động cơ đốt trong. Theo thống kê của Tổ chức Thông tin về Chất lượng Không khí Toàn cầu IQAir AirVisual, Việt Nam đứng thứ 17 trong đó riêng Hà Nội và TP.HCM nằm trong top 10 thành phố ô nhiễm không khí nhất thế giới. Mặt khác, theo số liệu của Tổ chức Y tế Thế giới WHO thì Việt Nam nằm trong nhóm những quốc gia có tỷ lệ tử vong cao nhất do ô nhiễm không khí (Đông Hải, 2019). Do đó, cải thiện lượng không khí tại các thành phố lớn cần phải có giải pháp thay thế hoặc giảm thiểu lượng khí thải của các phương tiện giao thông truyền thống sử dụng động cơ đốt trong hiện nay.

Cuộc thi lái xe sinh thái, tiết kiệm nhiên liệu do Honda tổ chức với mục đích tạo sân chơi cho sinh viên ngành ô tô được phát huy khả năng sáng tạo cũng như giúp mọi người nâng cao được ý thức bảo vệ môi trường đang ngày càng được quan tâm và quy mô cuộc thi ngày càng mở rộng từ 10 đội tham gia năm 2010 đến nay số đội tham gia đã lên tới 186 đội thi trong cả nước (Đông Hải, 2019; Hải Minh, 2017).

Sử dụng khung và hệ thống lái hợp lý sẽ làm giảm khối lượng, nâng cao khả năng làm

việc cũng như thuận tiện cho việc thiết kế hệ thống vô xe đảm bảo các yêu cầu về khí động học, vấn đề thẩm mỹ nhưng vẫn đảm bảo tính năng cũng như các tiêu chí an toàn của xe đang là vấn đề cần quan tâm hiện nay. Bài báo đề xuất thiết kế khung xe và hệ thống lái phục vụ cho cuộc thi lái xe sinh thái, tiết kiệm nhiên liệu do công ty Honda tổ chức đáp ứng điều kiện, tiêu chí của cuộc thi cũng như tối ưu hóa khả năng tiết kiệm nhiên liệu cho xe sinh thái.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Cơ sở lý thuyết

Do ảnh hưởng ô nhiễm toàn cầu nên công việc nghiên cứu cải tiến các loại xe có sử dụng năng lượng hóa thạch một cách hiệu quả và tiết kiệm nhiên liệu nhất là vô cùng quan trọng và có ý nghĩa thiết thực.

Việc nghiên cứu chế tạo ra các sản phẩm, các bộ phận giúp cho xe tiết kiệm nhiên liệu nhất sẽ hạn chế được các tác nhân độc hại của khí thải ra môi trường ảnh hưởng tới sức khỏe và hệ sinh thái trên trái đất cũng như hạn chế sự phụ thuộc vào các nguồn năng lượng hóa thạch đang dần cạn kiệt.

Khung xe và hệ thống lái là một trong những cơ cấu quan trọng trên xe:

Với khung xe là bộ phận giúp nâng đỡ toàn bộ chiếc xe của bạn. Nó còn đóng vai trò liên kết các máy móc, thiết bị lại với nhau thành một chủ thể hợp nhất để chiếc xe có thể hoạt

động một cách linh hoạt.

Khung xe còn đi liền với thân, vỏ xe. Do vậy khi sản xuất khung xe thì người ta sẽ nghĩ ngay đến việc sản xuất phần khung đơn các chi tiết ở vỏ như: cánh cửa, phần đuôi, nắp capo, các rơ chắn...

Một khung xe nhỏ gọn, tối ưu giúp chúng ta có thể dễ dàng chế tạo vỏ xe mang hình dáng khí động học theo ý muốn, cùng với đó là giảm trọng lượng xe, từ đó giảm nhiều lực cản tác động lên xe. Qua đó tiết kiệm được rất nhiều nhiên liệu

Tương tự hệ thống lái. Hệ thống này có nhiệm vụ giúp ô tô chuyển hướng theo ý muốn người lái và đảm bảo tâm quay các bánh xe tuân thủ theo đúng động học quay vòng ô tô để hạn chế hiện tượng mòn bánh xe khi quay vòng.

Một chiếc xe có cơ cấu lái tốt, hiệu quả cao, trọng lượng nhỏ giúp người lái có thể dễ dàng di chuyển, đổi hướng trên đường qua đó sẽ đảm bảo yếu tố an toàn cũng như khả năng tiết kiệm nhiên liệu cho xe.

Hiện nay có rất nhiều đề tài nghiên cứu khung xe và hệ thống lái, nhưng những đề tài nghiên cứu về hệ thống lái và khung xe vẫn còn rất hạn chế. Điển hình trong số đó là đề tài

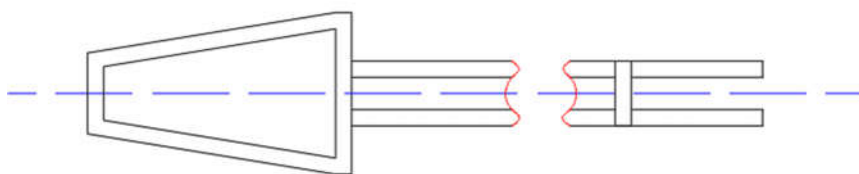
“Thiết kế khung, vỏ cho xe tự chế tham dự cuộc thi tiết kiệm nhiên liệu do hãng Honda tổ chức” của Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên, hay đề tài “Nghiên cứu thiết kế khung, vỏ xe sinh thái tiết kiệm nhiên liệu” của Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội. tuy nhiên sự kết hợp giữa hệ thống lái và khung xe mang đến nhiều ưu điểm như dễ bố trí các cụm chi tiết, hiệu quả hoạt động xe cao, khả năng tiết kiệm nhiên liệu tốt, đảm bảo sự an toàn và dễ chế tạo... vẫn còn chưa được tìm hiểu. Do đó bài báo đi vào trình bày phương pháp “Nghiên cứu, thiết kế, chế tạo khung và hệ thống lái của xe sinh thái tiết kiệm nhiên liệu”.

2.2. Tính toán thiết kế.

2.2.1. Thiết kế khung xe

2.2.1.1. Cơ sở thiết kế khung xe

Khi thiết kế khung xe tiết kiệm nhiên liệu cần quan tâm đến các tiêu chí về giảm trọng lượng cơ cấu, đảm bảo những tiêu chí về an toàn, tính năng xe, cũng như thuận tiện cho vấn đề thiết kế vỏ xe sau này. Do đó cơ cấu khung được chọn thiết kế ở đây là kiểu khung xe có kết cấu 2 thanh dạng khung song song với những ưu điểm bền vững đảm bảo an toàn cho người lái, tiết kiệm vật liệu và giảm khối lượng xe (Hình 1).



Hình 1. Dạng khung kết cấu 2 thanh khung song song

Đối với khung xe theo yêu cầu cuộc thi sẽ được chia thành 2 phần:

- Phần phía trước: bao gồm phần người ngồi lái và phần mũi xe đặt chân, kết hợp lắp đặt hệ thống lái

- Phần phía dưới: bao gồm động cơ và cơ cấu truyền lực chính

Thông thường phần khung phía trên để đảm

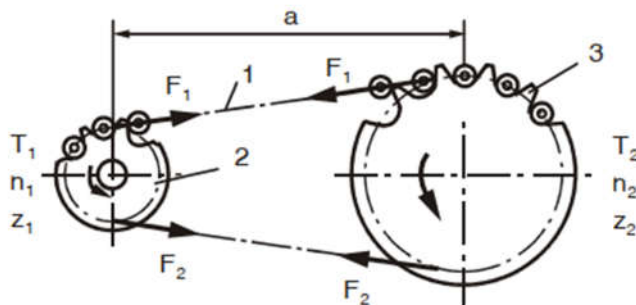
bảo tối đa về tính năng nhỏ gọn, đơn giản và dễ cho việc chế tạo vỏ, sau khi xong hệ thống khung lái thì chiều dài, chiều rộng và độ côn khi thiết kế nằm trong khoảng kích thước của người lái với độ dư về chiều rộng không quá 5 cm, độ dư về chiều dài không quá 10 cm.

Phần phía dưới khung xe bao gồm vị trí đặt động cơ và hệ thống truyền lực. Với động cơ

xe, khu vực đặt máy luôn có các kích thước cố định. Do đó khi thiết kế khung phía dưới cần phải quan tâm tới việc tính toán các kích thước bộ truyền xích của xe, sao cho kích thước được tối ưu hóa và đảm bảo khả năng làm việc của cơ cấu truyền lực do hộp số động cơ đã bị cắt bỏ.

Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả sử dụng hai bộ truyền với một bánh răng trung gian để vừa đảm bảo tỷ số truyền cho xe, vừa đảm bảo kết cấu nhỏ gọn.

2.2.1.2. Tính toán bộ truyền xích



Hình 2. Bộ truyền xích số 1

a. Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích

$$K = K_0 \cdot K_a \cdot K_{dc} \cdot K_b \cdot K_r \cdot K_{lv} \quad (1)$$

K_0 - hệ số xét đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền: khi đường nối hai tâm đĩa xích hợp với đường nằm ngang một góc nhỏ hơn 60° thì $K_0 = 1$

K_a - hệ số xét đến ảnh hưởng của khoảng cách trục hay chiều dài xích, xích càng dài thì số lần ăn khớp của mỗi mắt xích trong một đơn vị thời gian càng ít, do đó xích sẽ ít mòn hơn. $a = (30 - 50)p_c$ do đó $K_a = 1$

K_{dc} - hệ số xét đến ảnh hưởng của khả năng điều chỉnh lực căng xích: nếu trục điều chỉnh được thì $K_{dc} = 1$

K_b - hệ số xét đến điều kiện bôi trơn: nếu bôi nhỏ giọt $K_b = 1$

K_r - hệ số tải trọng động: nếu tải trọng có

va đập thì $K_r = 1,2 - 1,5$

K_{lv} - hệ số xét đến chế độ làm việc: làm việc một ca bằng $K_{lv} = 1$

b. Tính công suất tính toán P_t

$$P_t = K \cdot K_z \cdot K_n \cdot P_1 / K_x \leq [P] \quad (2)$$

Trong đó: P_t - công suất tính toán

$[P]$ - công suất cho phép của bộ truyền một dây có bước P_c

K_z - hệ số răng đĩa xích.

K_n - Hệ số số vòng quay, giá trị n_{01} cho trong bảng 2.

K_x - Hệ số xét đến số dây xích x , nếu $x = 1, 2, 3, 4$ thì K_x tương ứng sẽ bằng: 1; 1,7; 2,5; 3 (Nguyễn Hữu Lộc, 2009).

c. Kiểm tra số vòng quay tới hạn

Tra bảng 1, ta tìm số vòng quay với bước xích giới hạn.

Bảng 1. Giá trị giới hạn bước xích p_c theo số vòng quay n_1 (Nguyễn Hữu Lộc, 2009)

Số vòng quay, (vg/ph)	1250	1000	900	800	630	500	400	300
- Xích con lăn $Z_1 \geq 15$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
- Xích răng $Z_1 \geq 17$	3300	2650	2200	1650	1320	-	-	-
Bước xích $[p_c]_{max}$ cho phép (mm)	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8

d. Xác định vận tốc trung bình V của xích

Ta có công thức tính như sau:

$$v = \frac{n_1 \cdot p_c \cdot Z_1}{60000} \quad (3)$$

Lực vòng có ích: $F_t = \frac{1000P_1}{v}$

e. Tính toán kiểm nghiệm bước xích.

$$P_c \geq 2,82 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{Z_1 \cdot [P_0] \cdot K_x}} \quad (4)$$

P_0 : Áp suất cho phép

f. Chọn khoảng cách trục sơ bộ.

* Xác định số mắt xích:

$$X = \frac{2a}{P_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left[\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right]^2 \cdot \frac{P_c}{a} \quad (5)$$

* Xác định chiều dài xích:

$$L = P_c \cdot X \quad (6)$$

* khoảng cách trục a:

$$a = 0,25 \cdot P_c \cdot \left[X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (7)$$

g. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn.

$$s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_0} \geq [S] \quad (8)$$

Trong đó:

- $F_1 = F_t$
- $F_v = q_m \cdot v^2$
- $F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g$

K_f - hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích.

Số lần va đập của xích trong một giây:

$$i = \frac{4 \cdot v}{L} = \frac{4 \cdot \pi \cdot Z_1 \cdot P_c}{P_c \cdot X \cdot 60} \quad (9)$$

h. Tính lực tác dụng lên trục theo công thức:

$$F_t = K_m \cdot F_t \quad (10)$$

K_m - hệ số trọng lượng xích.

* Xác định các kích thước bộ truyền:

Đường kính vòng chia:

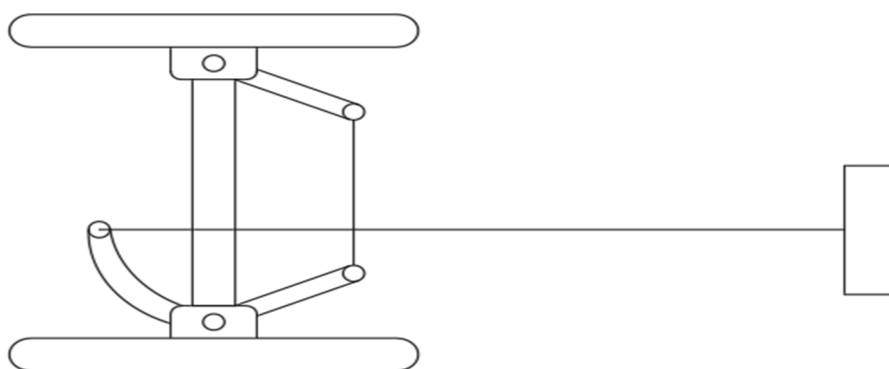
- Bánh dẫn: $d_1 = \frac{P_c \cdot Z_1}{\pi}$
- Bánh bị dẫn: $d_2 = \frac{P_c \cdot Z_2}{\pi}$

Đường kính vòng đỉnh:

- Bánh dẫn: $d_{a1} = \frac{P_c}{\pi} \cdot (Z_1 + 2)$
- Bánh bị dẫn: $d_{a2} = \frac{P_c}{\pi} \cdot (Z_2 + 2)$

2.2.2. Thiết kế hệ thống lái

Đối với hệ thống lái xe tiết kiệm nhiên liệu tham dự cuộc thi lái xe sinh thái cần yếu tố nhỏ gọn, cơ cấu đơn giản, dễ chế tạo, khối lượng nhỏ, dễ bố trí trên khung và hoạt động một cách hiệu quả ổn định, do đó ở đây ta chọn loại cơ cấu lái hình thang điển hình với những ưu điểm đảm bảo các yếu tố trên (Đặng Quý, 2001).



Hình 3. Cấu tạo cơ cấu lái hình thang

Khi thiết kế hệ thống lái ta cần quan tâm tới đảm bảo các yếu tố về tỷ số truyền trong cơ cấu:

- Tỷ số truyền cơ cấu lái i_ω trong xe tiết kiệm là loại đơn giản sử dụng khớp nối nên tỷ số này không thay đổi.

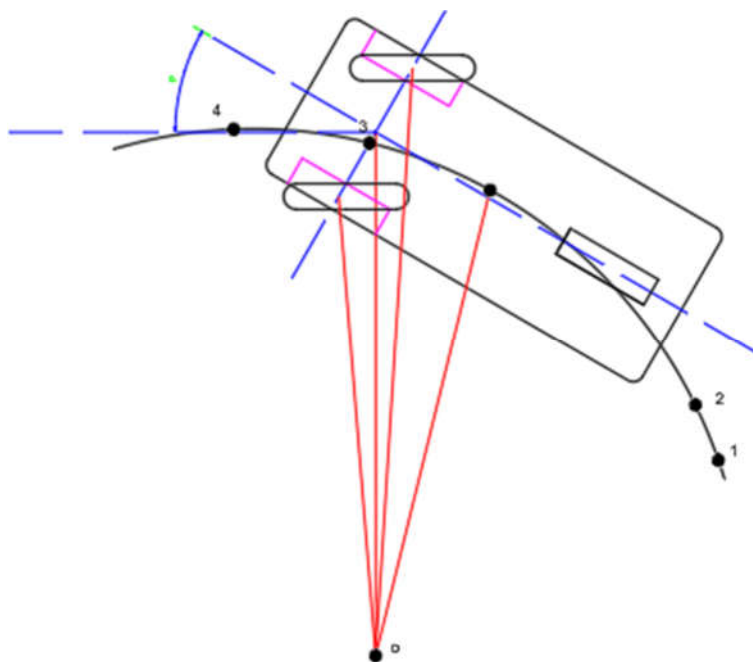
- Tỷ số truyền của dẫn động lái i_d trong các cơ cấu hiện nay nằm trong khoảng $i_d = 0,85 \div 1,1$.

- Tỷ số theo góc của hệ thống lái i_g được tính theo công thức sau: $i_g = i_\omega \cdot I_d$

- Tỷ số truyền lực hệ thống lái hiện nay không được quá lớn, bán kính tay lái thường khoảng 15 cm, giá trị tỷ số này nằm trong khoảng $100 \div 300$ (Trương Mạnh Hùng, 2006)

Khi xác định xong các tỷ số truyền trong cơ cấu lái ta tính các điều kiện liên quan đến vị trí bánh xe trong cơ cấu:

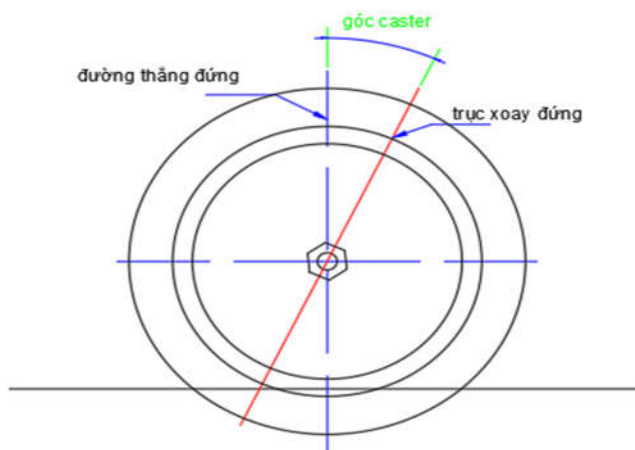
- Điều kiện không trượt khi quay vòng, lúc này các đường thẳng đi qua trục bánh xe phải cắt nhau tại 1 điểm, điểm này (điểm O) được gọi là tâm quay tức thời (Hình 4).



Hình 4. Điều kiện không trượt khi quay vòng

- Góc Camper đặc trưng góc nghiêng bánh xe đối với đường vuông góc mặt đường. trên đường đẹp độ phẳng cao, ít gồ ghề thường đặt góc chuẩn đến giá trị gần 0 (Lê Văn Thái và cộng sự, 2014).

- Góc Castes đặc trưng góc nghiêng về phía trước hoặc sau trục xoay đứng hay đường thẳng đứng nhìn từ cạnh xe. Do xe tiết kiệm chạy phần lớn trên đường thẳng nên chọn góc có giá trị dương tiến về 0 (Hình 5).



Hình 5. Góc đặt Caster

- Góc nghiêng ngang chốt chuyển hướng Kingpin, đặc trưng giữa trục xoay và đường thẳng góc với mặt đường khi nhìn vào đầu xe. Thường khi thiết kế góc này có thể tăng lên để giảm bớt lực lái cho xe di chuyển xoay dễ dàng hơn (Nguyễn Trọng Hoan, 2020).

- Độ chụm đầu của xe, đặc trưng độ lệch của phần trước xe nhìn từ trên xuống. khi thiết

kế xe sinh thái, địa hình đẹp chọn giá trị có độ chụm mang giá trị dương.

- Góc quay vòng là góc của bánh xe phía trước bên phải hoặc trái khi quay vòng. Với góc quay của các bánh xe bên phải và trái phù hợp với tâm quanh bốn bánh làm độ ổn định của xe chạy trên đường vòng sẽ tăng lên (Luu Văn Tuấn, 2020).

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Kết quả và thảo luận khung xe

3.1.1. Kết quả thiết kế khung xe

Sử dụng các kết quả tính và phân tích như đã đề cập ở trên áp dụng cho thiết kế cụ thể như sau:

Với phần phía trước xe chọn giả định với người ngồi lái có chiều cao 1,65 m và có cân nặng là 55 kg, đây là chiều cao và cân nặng trung bình của người Việt Nam.

Với phần khung phía dưới: bao gồm động

cơ và cơ cấu truyền lực. Do động cơ có kích thước là không đổi, với bộ truyền xích ở đây nhóm tác giả chọn cơ cấu truyền lực có tỷ số truyền lớn hơn 1, mục đích giúp xe khi hoạt động cơ cấu có lợi về lực, xe có thể đi xa hơn với cùng một lực cung cấp.

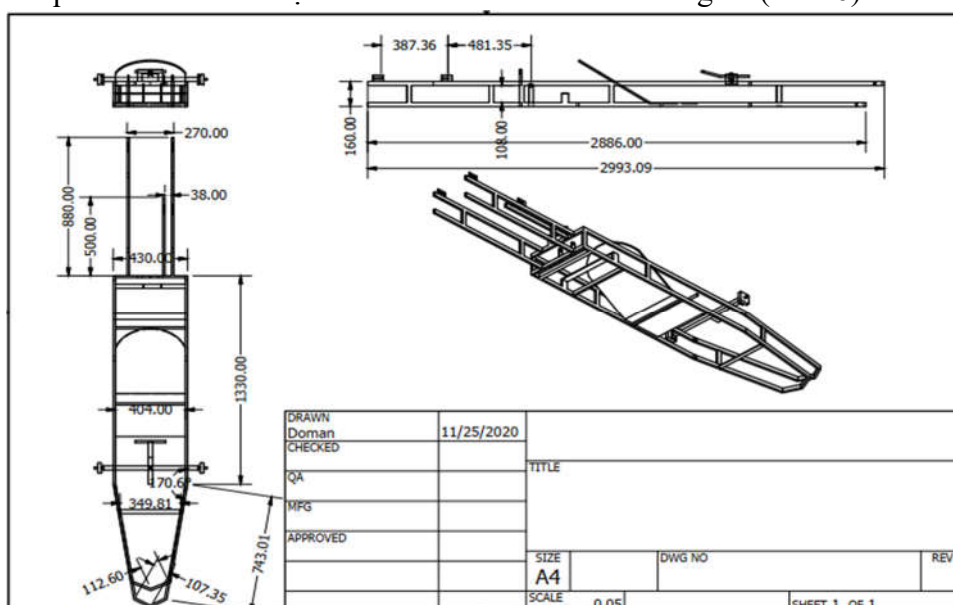
Thông số đầu vào cho các bánh răng như sau:

$$\begin{aligned} Z_1 &= 14; & Z_3 &= 14; \\ Z_2 &= 36 & Z_4 &= 48; \end{aligned}$$

Với các thông số trên ta có kết quả tính toán như sau:

Bộ truyền số 1	Bộ truyền số 2
$K = 1,2$	$K = 1$
$P_t = 8,6 \text{ (kw)}$	$P_t = 9,2 \text{ (kw)}$
$n_{th} = 2650 \text{ v/p}$	$n_{th} = 1000 \text{ v/p}$
$V = 9 \text{ m/s}$	$V = 3,5 \text{ m/s}$
$F_t = 1000. 6,12/ 9 = 680 \text{ N}$	$F_t = 1748,6 \text{ N}$
$P_c = 15,875 \text{ mm}$	$P_c = 15,875 \text{ mm}$
$X = 86 \text{ mắt xích}$	$X = 81 \text{ mắt xích}$
$a = 481 \text{ mm}$	$a = 387,35 \text{ mm}$
$s = 29,16 \geq [S] = 19,8$	$s = 12,75 \geq [S] = 10$
$i = 26,4 \leq [i] = 30$	$i = 10,9 \leq [i] = 30$
$F_t = 782 \text{ N}$	$F_t = 2011 \text{ N}$
$d_1 = 70,7 \text{ mm}$	$d_3 = 70,7 \text{ mm}$
$d_2 = 182 \text{ mm}$	$d_4 = 242,6 \text{ mm}$
$d_{a1} = 80,9 \text{ mm}$	$d_{a3} = 80,9 \text{ mm}$
$d_{a2} = 192 \text{ mm}$	$d_{a4} = 252,7 \text{ mm}$

Với các kết quả trên sau khi được thiết kế cho ra mô hình khung xe (hình 6):

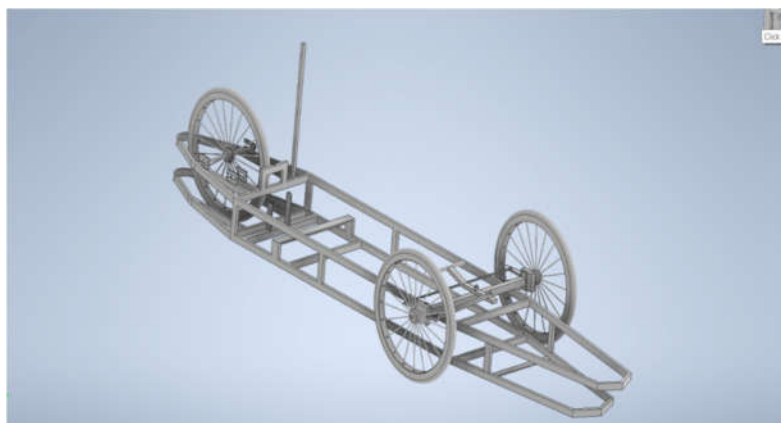


Hình 6. Mô hình khung sau thiết kế, tính toán

3.1.2. Kiểm nghiệm hệ thống khung xe trên phần mềm Inventor.

Để kiểm nghiệm kết cấu khung, tác giả sử dụng phần mềm Autodesk Inventor để thiết kế mô hình, phân tích kiểm tra ứng suất và điều

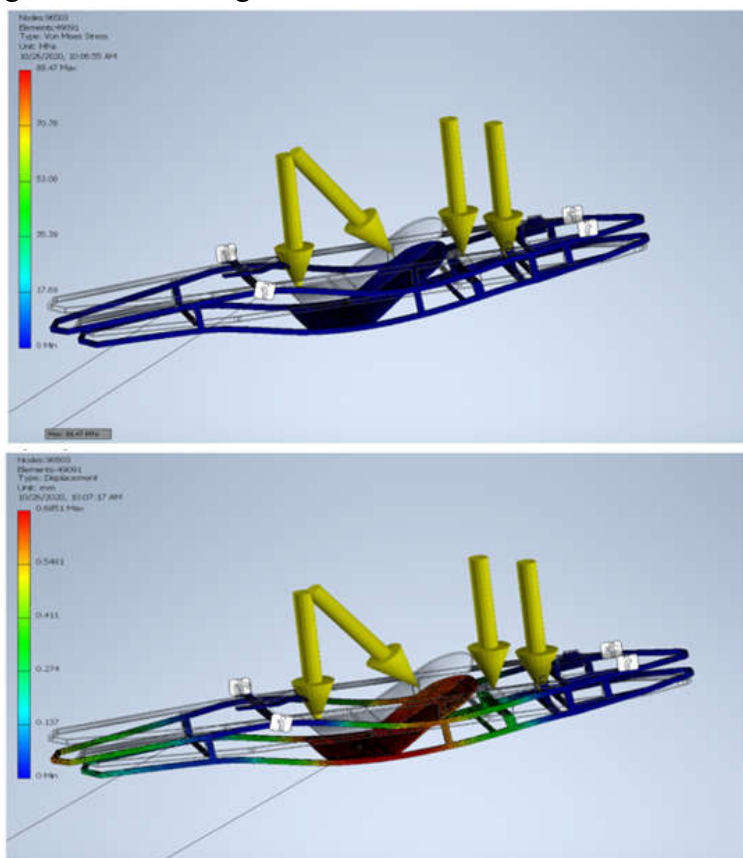
kiện bền của khung xe. Căn cứ vào kết quả tính toán và kích thước của người lái, mô hình 3D khung xe được xây dựng trong Inventor như (hình 7).



Hình 7. Mô hình 3D khung xe tiết kiệm nhiên liệu

Sử dụng thông số ban đầu như: tổng khối lượng giả định là 75 kg, trong đó người lái là 55kg. Trọng lượng máy, vỏ, các bộ truyền là 20 kg. Kết quả cho thấy ứng suất của khung nằm trong khoảng màu xanh, tương ứng là khoảng ứng suất đạt giá trị từ $35,39 \div 53,08$ Mpa, đều nhỏ hơn giới hạn biến dạng đàn hồi

của vật liệu thép sử dụng. Chuyển vị lớn nhất xuất hiện với giá trị là 0,41 mm, giá trị này nhỏ và nằm trong vùng giới hạn (Hình 8). Nhìn chung giá trị ứng suất cực đại và chuyển vị của khung nằm trong giới hạn an toàn bền. Do đó chứng tỏ thiết kế là hoàn toàn chính xác và khả thi khi đi vào chế tạo thực tiễn.



Hình 8. Kết quả kiểm nghiệm kết cấu của khung xe

3.2. Kết quả và thảo luận hệ thống lái

Với việc hệ thống lái được gắn trực tiếp trên khung xe do đó kích thước của lái xe phải dựa theo kích thước của khung xe.

Đối với các giá trị của hệ thống lái được chọn theo các thông số sau:

- Tỷ số truyền cơ cấu lái i_{ω} trong xe tiết kiệm là không thay đổi.

- Tỷ số truyền của dẫn động lái trong khoảng $i_d = 0,85 \div 1,1$.

- Tỷ số theo góc của hệ thống lái i_g được tính theo công thức sau: $i_g = i_{\omega} \cdot i_d$

- Tỷ số truyền lực hệ thống lái nằm trong khoảng $100 \div 300$.

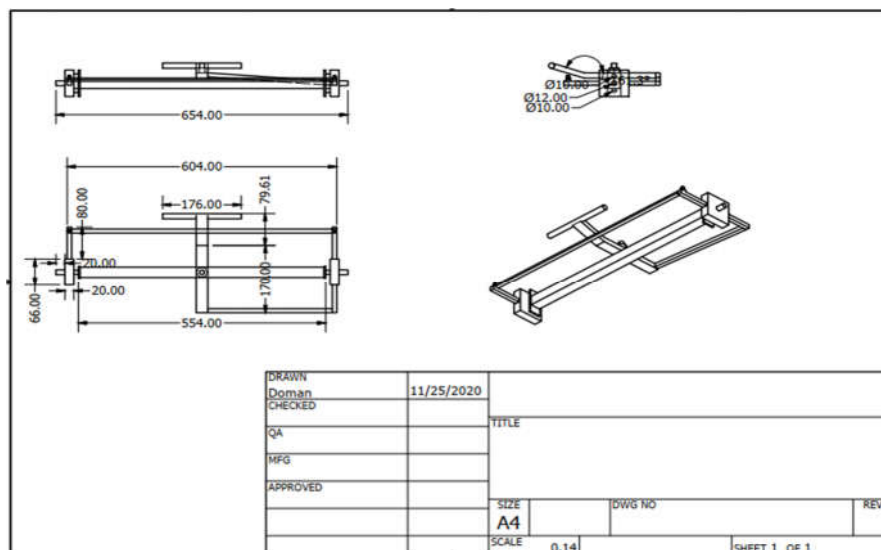
- Góc camper chọn giá trị gần 0.

- Góc Castes chọn góc có giá trị dương tiến về 0.

- Góc nghiêng ngang chốt chuyển hướng Kingpin lớn hơn 1 (Nguyễn Trọng Hoan, 2020).

- Độ chụm đầu của xe mang giá trị dương.

Từ những phân tích trên hệ thống lái có dạng như hình 9.



Hình 9. Cơ cấu lái xe sinh thái

3.3. Kết quả vào thảo luận mô hình khung xe và hệ thống lái

Sau khi tính toán, thiết kế mô hình khung và hệ thống lái dựa trên cơ sở lý thuyết sau đó được kiểm nghiệm tính khả thi bằng phần mềm Inventor chuyên dụng, nhóm tác giả đã đưa sản

phẩm đi vào chế tạo thực tế (hình 10).

Mô hình khung và hệ thống lái sau khi hoàn thành đã được đưa đi dự thi trong cuộc thi “Lái xe sinh thái – tiết kiệm nhiên liệu Honda 2020”, với kết quả đạt 310,698 Km/l xăng, xếp thứ 13 trong tổng số 271 đội thi.



Hình 10. Mô hình khung – lái sau khi chế tạo

4. KẾT LUẬN

Đối với khung xe, bài báo đã trình bày phương án thiết kế khung xe phục vụ cho cuộc thi lái xe sinh thái – tiết kiệm nhiên liệu do công ty Honda tổ chức, các thông số tính toán được sau khi thiết kế được đưa vào kiểm nghiệm bằng phần mềm Inventor, đây là phần mềm được sử dụng rộng rãi trong các công ty cơ khí hiện nay, đã cho ra kết quả khả thi đảm bảo bộ bèn ứng suất ($35,39 \div 53,08$ MPa) và độ dịch chuyển giả định khi xe chuyển động (0,41 mm) đây là vùng màu xanh an toàn của phần mềm, điều đó cho thấy tính đúng đắn của phương án thiết kế.

Đối với hệ thống lái, hệ thống này được thiết kế dựa trên cơ sở lý thuyết của thiết kế tính toán ô tô, các thông số chính của hệ thống tỷ số truyền dẫn động lái nằm trong khoảng $0,85 \div 1,1$, tỷ số truyền lực hệ thống lái khoảng $100 \div 300$, góc Camper chọn theo giá trị gần 0, góc Caster có giá trị gần 0, độ chụm đầu xe mang giá trị dương... đã được chọn đảm bảo tối ưu và an toàn cho xe khi hoạt động trên đường đua của cuộc thi lái xe sinh thái – tiết

kiệm nhiên liệu Honda. Kích thước và góc đánh lái được căn chỉnh phù hợp với kích thước khung xe và góc đánh lái tối đa của cuộc thi là 30 độ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Hữu Lộc (2009). *Cơ sở thiết kế máy*. Nhà xuất bản Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.
2. Đặng Quý (2001). *Tính toán thiết kế ô tô*. Su phạm kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh.
3. Đông Hải (2019). *Ô nhiễm khí thải phương tiện giao thông tại các đô thị*. Tạp chí Công nghiệp môi trường. <https://congnghiempmoitruong.vn/o-nhiem-khi-thai-phuong-tien-giao-thong-tai-cac-do-thi-4300.html>
4. Hải Minh (2017). *Ô nhiễm môi trường đô thị: khí thải từ các phương tiện giao thông đứng đầu bảng*. Tạp chí Bảo vệ rừng và Môi trường. <https://baovemoitruong.org.vn/o-nhiem-moi-truong-thi-khi-thai-tu-phuong-tien-giao-thong-dung-dau-bang/>
5. Trương Mạnh Hùng (2006). *Cấu tạo ô tô*. Trường Đại học Giao thông vận tải.
6. Lê Văn Thái, Nguyễn Văn An, Lê Thái Hà (2014). *Cấu tạo ô tô – máy kéo*. Nhà xuất bản Nông nghiệp.
7. Lưu Văn Tuấn (2020). *Lý thuyết ô tô*. Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam.
8. Nguyễn Trọng Hoan (2020). *Tính toán thiết kế ô tô*. Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam.

RESEARCH, DESIGN AND CONSTRUCT VEHICLE FRAME, DRIVING SYSTEM FOR FUEL – EFFICIENT VEHICLE IN HONDA ECO MILEAGE CHALLENGE

Nguyen Ba Vu¹, Tran Cong Chi¹, Tran Van Tung¹
¹Vietnam National University of Forestry

SUMMARY

Fuel-efficient vehicles are a trend in the future with a lot of specialized researches. Two of the key components to the performance of this vehicle are the chassis and steering system. The article introduces an overview of the frame and steering systems. Based on that, analyzing, selecting, and giving the best method to design the frame and steering system for fuel-saving vehicles to participate in fuel-saving race contest organized by Honda company. The frame and steering systems are designed and tested by the Autodesk Inventor software based on the hypothetical driver's size, weight and frame structure size. After doing calculations, the trapezoid-shaped steering mechanism is used for the vehicle with the advantages of easy manufacture with light weight, convenient layout on the frame, and stable performance. The results of the analysis show that the proposed vehicle's chassis and steering system have met proposed onset targets.

Keywords: fuel – saving chassis system, fuel – saving driving system, fuel – saving vehicle, Inventor.

Ngày nhận bài : 04/12/2020
Ngày phản biện : 25/01/2021
Ngày quyết định đăng : 08/02/2021