

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG HIỆN TƯỢNG ỒN KHÍ ĐỘNG DO XE Ô TÔ CHUYỂN ĐỘNG GÂY RA

A NUMERICAL MODELING STUDY FOR AUTOMOTIVE AERODYNAMIC NOISE

PHẠM LÊ BẮC, PHẠM VĂN SÁNG*

Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email liên hệ: sang.phamvan@hust.edu.vn

Tóm tắt

Tiếng ồn là một trong những yếu tố quan trọng được các nhà sản xuất xe ô tô quan tâm do ảnh hưởng của nó tới sự thoải mái của hành khách và môi trường xung quanh. Bài báo này nghiên cứu tiếng ồn sinh ra trong quá trình chuyển động của xe ô tô. Nghiên cứu này giải quyết bài toán tương tác giữa dòng chảy bao vật thể và hiện tượng phát sinh, lan truyền sóng âm trong không khí. Các tính toán mô phỏng được thực hiện trên phần mềm Siemens-StarCCM+ cho mô hình mẫu xe MERCEDES BENZ S-CLASS 2013. Kết quả mô phỏng cho phép đánh giá độ ồn trong xe tại các vận tốc di chuyển lớn. Kết quả về trường vận tốc và trường áp suất được dùng để giải thích nguyên nhân gây ra tiếng ồn, từ đó có thể đề xuất các biện pháp để giảm tiếng ồn.

Từ khóa: Ổn khí động học, tính toán động lực học dòng chảy.

Abstract

Noise is one of the most important factors that is interested by car manufacturers due to its effect on the comfort of passengers and the surrounding environment. This research focuses on the effects of noise that is produced during the movement of cars. We examine the interaction problem between the flow through a object and the phenomenon of generating and propagating sound waves in the air. Simulation calculations are performed by Siemens-StarCCM+ software for MERCEDES BENZ S-CLASS 2013 models. The obtained simulation results allow to assess the noise level in the vehicle at high speeds. The results of the velocity and pressure fields are used to explain for the noise source. According to the results, we offer several solutions to reduce the aerodynamic noise.

Keywords: Aerodynamic noise, CFD.

1. Giới thiệu

Ngày nay, sự thoải mái của hành khách khi tham gia giao thông ngày càng được coi trọng khi ngành công nghiệp ô tô ngày càng phát triển và nhu cầu sử dụng của khách hàng ngày càng gia tăng. Tiếng ồn khí động học là một trong những vấn đề được các hãng xe chú trọng cải tiến để nâng cao chất lượng sản phẩm. Tại vận tốc lớn, dòng chảy của không khí qua xe tạo ra tiếng ồn khí động học khiến hành khách trên xe cảm thấy không thoải mái. Tiếng ồn khí động học được chia làm hai loại: Tiếng ồn do kẽ hở và tiếng ồn do sự nhiễu động gió [5]. Tiếng ồn kẽ hở xảy ra khi vỏ xe được làm kín kém hay khi cửa sổ hai bên hoặc cửa sổ trời được mở ra làm cho dòng gió qua các khe hở đó đi vào bên trong khoang cabin. Tiếng ồn do sự nhiễu động gió được gây ra bởi sự va đập của dòng không khí với vỏ xe, đặc biệt là sự va đập trên các bộ phận như: Gương chiếu hậu, giá đỡ hàng, ăng-ten, trụ A, ... Các va chạm này làm cho dòng không khí qua xe bị nhiễu động mạnh gây ra tiếng ồn lớn [6]. Với sự phát triển của máy tính ngày nay cho phép chúng ta có thể khảo sát tiếng ồn khí động học trên từng mẫu xe từ đó đưa ra những cải tiến phù hợp nhằm hạn chế ảnh hưởng của tiếng ồn khí động học. Hơn nữa các phương pháp mô phỏng giúp chúng ta thực hiện tiện lợi hơn, có kết quả nhanh hơn và tiết kiệm hơn so với các thử nghiệm thực tế.

2. Phương pháp mô phỏng số

Để thực hiện mô phỏng ảnh hưởng của tiếng ồn khí động học lên hành khách trên xe, chúng tôi lựa chọn phần mềm mô phỏng Siemen-STAR CCM+ và mẫu xe mô phỏng là mẫu MERCEDES BENZ S-CLASS 2013. Từ việc mô phỏng chúng tôi đưa ra các dữ liệu về trường vận tốc, phân bố áp suất, mức cường độ âm tại các điểm khảo sát, thông qua đó đưa ra các kết luận về nguyên nhân, mức độ ảnh hưởng và đề xuất một số giải pháp cải thiện vấn đề tiếng ồn khí động học.

Việc mô phỏng trường vận tốc, trường âm thanh, phân bố áp suất qua việc sử dụng phần mềm STAR CCM+ được dựa trên phương pháp tính toán động lực học chất lỏng (CFD). Phương pháp này bao gồm các

phương pháp: mô phỏng dòng xoáy lớn (LES), mô phỏng dòng xoáy không tập trung (DES), Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) [7]. Ở trong mô phỏng này sử dụng phương pháp Reynolds Average Navier Stokes để tính toán các thông số dòng chảy.

2.1. Phương trình Reynold Average Navier-Stoke (RANS) [1]

Phương trình RANS là phương trình biểu diễn thời gian trung bình chuyển động của dòng chảy chất lỏng trong không gian, chúng được biểu diễn bằng phương trình sau:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = F_x - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \Delta \bar{u} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'u'}}{\partial z} \right) \quad (1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = F_y - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \Delta \bar{v} - \rho \left(\frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial z} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = F_z - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \Delta \bar{w} - \rho \left(\frac{\partial \overline{w'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z} \right) \quad (3)$$

Từ các phương trình trên ta có công thức chung trong không gian:

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} = F_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \Delta \bar{u}_i - \rho \left(\frac{\partial \overline{u_i u_j'}}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

2.2. Mô hình lưới dạng mô phỏng Smagorinsky - Lily (SLM) [1] [3]

Mô hình lưới SLM là dạng mô hình lưới biểu diễn mối quan hệ giữa độ dài và vận tốc theo phương trình sau:

$$u_t = \rho (Cs\Delta)^2 |\bar{S}| \quad (5)$$

$$|\bar{S}| = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (6)$$

$$\Delta = (\Delta_x \Delta_y \Delta_z)^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

Trong đó: Δ là kích thước lưới (độ dài thành phần lưới theo các phương x, y, z lần lượt là $\Delta_x, \Delta_y, \Delta_z$), C_s là hệ số thực của SLM.

2.3. Động lực học mô hình SLM (DSLML)

Vấn đề gặp phải khi sử dụng mô hình lưới SLM là chúng ta cần hằng số C_s mà hằng số này nếu được đo đạc bằng các phương pháp thực nghiệm sẽ dẫn đến kết quả mô phỏng thiếu đi sự chính xác. Khi sử dụng phương pháp DSLML thì C_s không còn là hằng số nữa

mà thay vào đó chúng được xác định bằng việc giải nghiệm của phương trình chuyển động xoáy. Từ đó phương pháp động học mô hình SLM sẽ cho ra kết quả về cấu trúc của dòng xoáy chính xác hơn việc sử dụng mô hình SLM đơn thuần. Hệ số C_s trong DSLML được xác định như sau:

$$C_s^2 = - \frac{1}{2} \frac{L_{ij} \bar{S}_{ij}}{M_{nm} M_{mn}} \quad (8)$$

Trong đó:

$$+) M_{mn} = (\bar{\Delta})^2 \left| \frac{\leftrightarrow}{S} \right|_{S_{mn}} - (\bar{\Delta})^2 \frac{\leftrightarrow}{(|S| S_{mn})} \quad (9)$$

+) L_{ij} là tenxơ ứng suất của dòng xoáy được xác định bằng phương trình sau:

$$L_{ij} = T_{ij} - \tau_{ij} \quad (10)$$

Trong đó: T_{ij} là áp suất dòng xoáy ở lưới sau khi được lọc hai lần và được biểu diễn bằng phương trình sau đây:

$$T_{ij} = \frac{\leftrightarrow}{u_i u_j} - \frac{\leftrightarrow \leftrightarrow}{u_i u_j} \quad (11)$$

2.4. Phương pháp mô phỏng âm thanh

Phương trình vận tốc âm thanh lan truyền trong môi trường chất lỏng:

$$a_0 = \sqrt{\gamma R T_0} \quad (12)$$

Trong đó:

+) γ là tỉ số nhiệt dung giữa trạng thái đẳng áp và đẳng tích của môi trường chất lỏng khảo sát;

+) R là hằng số khí phổ quát;

+) T_0 là nhiệt độ tuyệt đối (Kelvin).

Sau khi các tham số vận tốc, tần số, áp suất được giải từ các phương trình ở trên, phần mềm sẽ tiếp tục chuyển các tham số đó về dạng âm thanh. Phương trình FW-H được ứng dụng để tính toán mức cường độ âm, trường âm thanh do dòng không khí gây ra trên bề mặt vỏ xe.

Phương trình FW-H được biểu diễn như sau:

$$\frac{\partial^2 p}{c^2 \partial t^2} - \nabla^2 p = \frac{\partial}{\partial t} \{ [\rho_\infty v_n + \rho(u_n - v_n) \delta(f)] \} -$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \{ [P_{ij} n_i + \rho u_i (u_n - v_n) \delta(f)] + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \{ T_{ij} H(f) \} \} \quad (13)$$

$$H(f) = 0 \text{ khi } f(x_i, t) > 0 \quad (14)$$

$$\delta(f) = \frac{\bar{\partial} H(f)}{\partial f} \quad (15)$$

Trong đó: c là vận tốc âm thanh, p là áp suất âm thanh, t là thời gian, ρ_∞ là mật độ ở điểm vô cùng, u

và v lần lượt là vận tốc của dòng và vận tốc nguồn âm trên bề mặt vỏ xe, n_i là vectơ đơn vị, P_{ij} là tenxơ ứng suất.

Phương pháp trên dùng để tổng hợp các tham số đã tính được để tính toán sự phân bố và lan truyền của âm thanh. Sau khi phương trình FW-H được giải, chúng ta có kết quả về mức áp suất âm thanh, mức cường độ âm thanh do dòng không khí đi qua vỏ xe gây ra.

Phương trình biểu diễn mức cường độ âm thanh dưới dạng Curle Noise:

$$\rho'(x, t) = \frac{1}{(4\pi a_0^3)} \oint \left[\frac{(x-y)}{x^2} \frac{\partial p}{\partial t} (y, t - \frac{r}{a_0}) \right] n \cdot dS(y) \quad (16)$$

Trong đó:

- + ρ' là mật độ âm thanh;
- + a_0 là vận tốc truyền âm trong môi trường khảo sát;
- + $t - \frac{r}{a_0}$ là thời gian lan truyền;
- + p là áp suất mặt;
- + x là vị trí khảo sát;
- + y vị trí điểm nguồn âm;
- + $r = |x-y|$ khoảng cách giữa điểm khảo sát và nguồn âm;
- + n là vectơ pháp tuyến hướng ra.

Phương trình biểu diễn mức cường độ âm thanh dưới dạng Proudman Noise:

$$AP = \alpha \rho_0 \frac{u^3 u^5}{t C_0^5} \quad (17)$$

Trong đó:

- + α là hằng số tương quan với vận tốc theo phương j ;
- + u là bình phương trung bình các vận tốc thành phần;
- + ρ_0 là mật độ;
- + C_0 là vận tốc âm thanh.

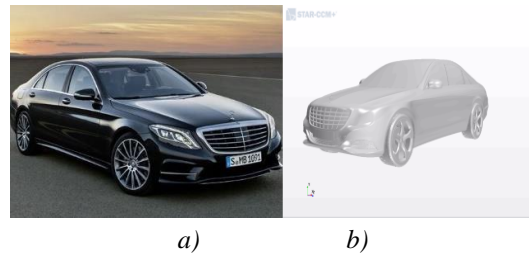
Tổng quan lý thuyết toán học được sử dụng trong bài mô phỏng: Đầu tiên dòng được tính toán bằng phương pháp RANS. Sau đó thực hiện tổng hợp các thông số về sự phân bố áp suất, vận tốc dòng khí. Cuối cùng, dựa vào các thông số đã có để giải phương trình FW-H. Kết quả thu được là sự mô phỏng trường âm thanh và tiếng ồn khí động học trên bề mặt xe.

2.5. Mô hình mô phỏng

Mô hình được sử dụng mô phỏng là mẫu MERCEDES BENZ S-CLASS 2013.

2.6. Mô hình lưới tính toán và điều kiện biên các bề mặt

Lưới được sử dụng trong mô hình mô phỏng là lưới Trimmed Cell Mesh (các ô lưới có dạng hình hộp chữ nhật).



Hình 1. Mô hình mẫu xe: (a) Mô hình mẫu xe trong thực tế; (b) Mô hình mẫu xe trong mô phỏng STAR CCM+

Bảng 1. Thông số xe khảo sát

Thông số	Kích thước (mm)
Chiều dài	4.940
Chiều rộng	1.960
Chiều cao	1.773
Chiều dài trục cơ sở	2.933
Khoảng sáng gầm xe	192

Kích thước cơ bản của lưới ở bề mặt mô hình xe là 10mm và ở không gian miền khảo sát là 20mm. Lưới được làm mịn 50% so với kích thước cơ bản ở vùng không gian gương chiếu hậu và khoảng không gian ở vùng khoảng sáng gầm xe. Số lượng lưới ở vùng khảo sát là $7,21 \times 10^6$ lưới, ở khu vực gương chiếu hậu là $5,53 \times 10^5$ lưới và ở khu vực khoảng sáng gầm xe là $1,15 \times 10^6$ lưới.

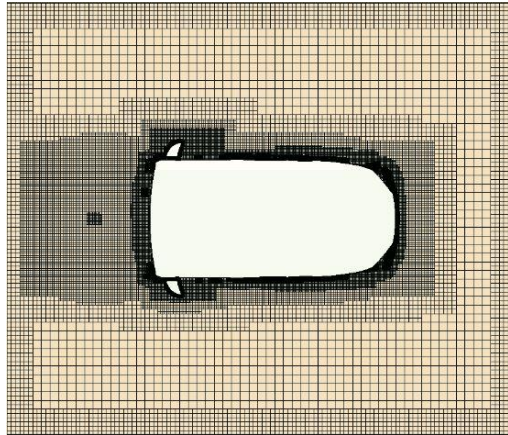
Điều kiện biên các vùng được xác định theo Bảng 2.

Bảng 2. Điều kiện biên áp dụng cho mô hình tính toán

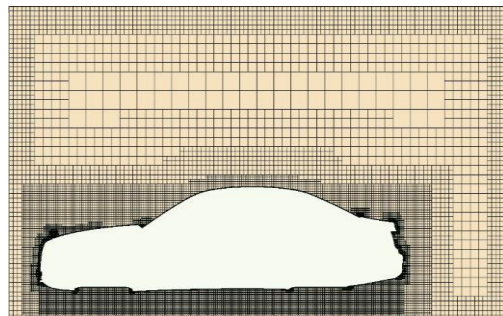
Biên	Biến vật lý	Loại điều kiện biên được áp dụng
Bề mặt mô hình xe	Vật rắn	Wall
Biên dòng vào	Khí	Velocity inlet
Biên dòng ra	Khí	Pressure Outlet
Bề mặt xung quanh miền khảo sát	Vật rắn	Wall

Vận tốc dòng vào tại bề mặt biên dòng vào là 33,33m/s tương đương với vận tốc 120km/h. Thời gian giữa các mô phỏng (timestep) là 0,1s.

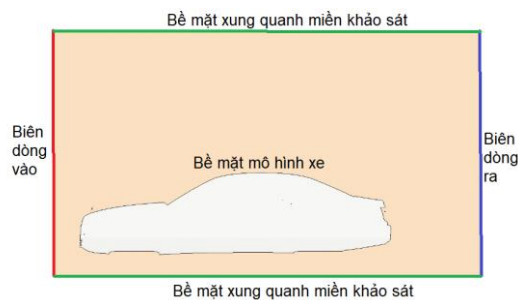
3. Kết quả và thảo luận



a)



b)



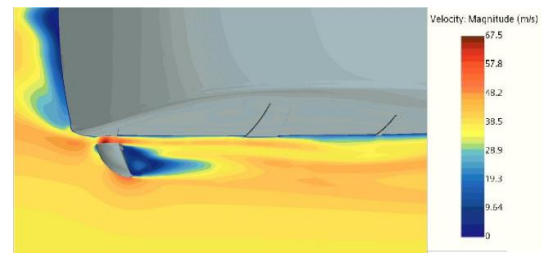
c)

Hình 2. Biểu diễn lưới trong mô phỏng:
 (a) Lưới được làm mịn ở khu vực gương chiếu hậu;
 (b) Lưới được làm mịn ở khu vực khoảng sáng gầm xe; (c) Tên các biên vật lý được định dạng.

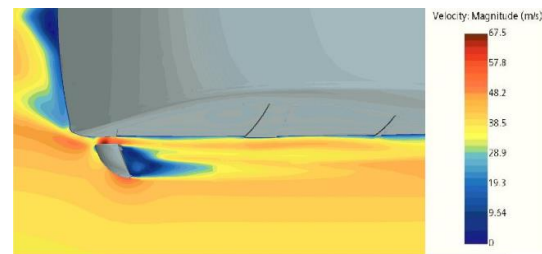
3.1. Ảnh hưởng của bề mặt xe tới trường vận tốc và trường áp suất

Kết quả trường vận tốc sử dụng phương pháp RANS qua mặt cắt vùng gương chiếu hậu được biểu diễn ở Hình 3.

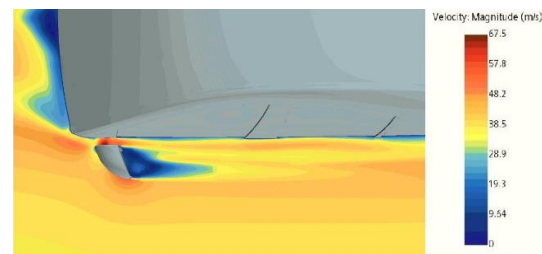
Kết quả mô phỏng thu được cho thấy tồn tại hai vùng xoáy với vận tốc thấp hình thành ở khu vực phía sau gương chiếu hậu. Vòng xoáy vận tốc thấp ở vùng không gian giữa gương chiếu hậu và bề mặt của xe, trong khi đó dòng chảy đi qua bề mặt ngoài của gương chiếu hậu tạo thành vùng xoáy có vận tốc lớn hơn. Các dòng chảy sau khi tạo các vùng xoáy tiếp tục được tăng tốc và va đập vào bề mặt xe gây ra tiếng ồn khí động học đáng kể. Độ lớn vận tốc vùng gương chiếu hậu bị biến đổi lớn. Trong khi vận tốc dòng vào là 33,33m/s (120km/h) qua bề mặt gương chiếu hậu đã tạo ra sự dao động về độ lớn vận tốc từ khoảng 9,64m/s cho tới lớn nhất là 67,5m/s. Áp suất ghi được ở vùng này dao động từ $-1,8 \times 10^3 Pa$ tới $1,15 \times 10^3 Pa$. Các vùng có giá trị áp suất âm chủ yếu ở vùng xoáy phía sau gương chiếu hậu. Chính điều này đã tạo ra sự thay đổi lớn về cấu trúc dòng hình thành xoáy trong vùng gương chiếu hậu.



a)

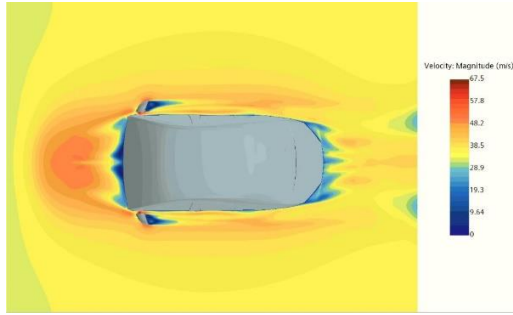


b)

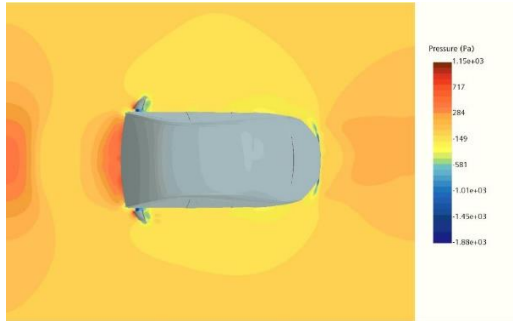


c)

Hình 3. Trường vận tốc qua tại mặt cắt vùng gương chiếu hậu theo thời gian:
 (a) $t=1,1s$; (b) $t=1,3s$; (c) $t=1,5s$



a)



b)

Hình 4. Biểu diễn dòng qua gương chiếu hậu:
 a, Vận tốc dòng; b, Áp suất dòng

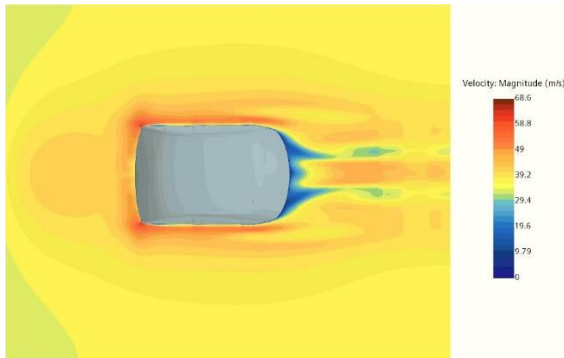
Khi dòng chảy qua trụ A, các luồng không khí chảy bám vào cửa kính bên và kính chắn gió phía

trước từ đó phân hai luồng tách nhau kéo theo một vùng xoáy hình thành ở phần giao nhau của hai dòng tại trụ A. Dao động vùng xoáy này có tần số dao động không lớn như vùng xoáy ở vùng gương chiếu hậu nhưng vùng xoáy rộng hơn, trải dọc theo trụ A nên chúng cũng gây ra một lượng tiếng ồn khí động học đáng kể. Mặc dù hình dạng cấu trúc dòng bị biến thiên nhỏ hơn so với vùng ở gương chiếu hậu nhưng độ lớn vận tốc biến thiên vẫn dao động trong khoảng 9,71m/s đến 68,6m/s đối với vận tốc và $-1,35 \times 10^3 Pa$ tới 309Pa đối với áp suất. Các vùng có giá trị vận tốc, áp suất biến thiên lớn tập trung gần sát ở bề mặt trụ A.

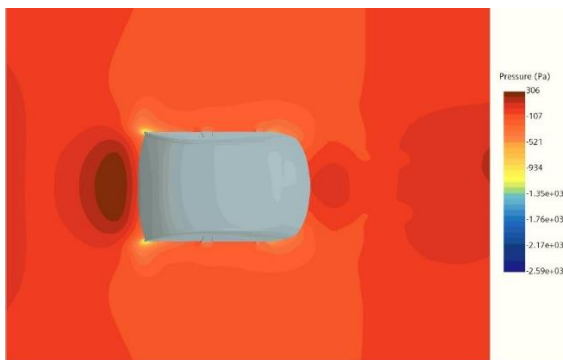
Qua phần kết quả mô phỏng này chúng ta cũng có thể thấy một phần lớn dòng chảy sau khi đi qua bề mặt xe đã giảm đáng kể vận tốc và hình thành các dao động ở vùng đuôi xe. Các dòng chảy ở vùng đuôi xe không tạo ra các xoáy như ở hai vùng trước nhưng chúng cũng hình thành các dao động với biên độ và tần số tương đối lớn, từ đó phần dòng chảy hội tụ ở phía sau đuôi xe cũng sẽ ảnh hưởng tương đối lớn tới mức độ ồn của người ngồi ở hàng ghế sau.

Phần gầm xe là phần có sự biến đổi dòng lớn nhất cả về độ lớn và diện tích vùng bị biến đổi.

Từ kết quả mô phỏng ở Hình 6 ta thấy rõ được sự thay đổi về trường vận tốc và áp suất ở vùng gầm xe.

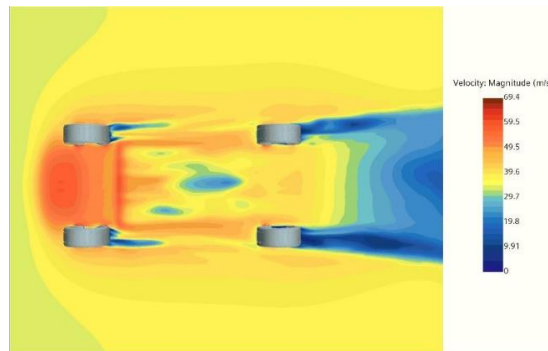


a)

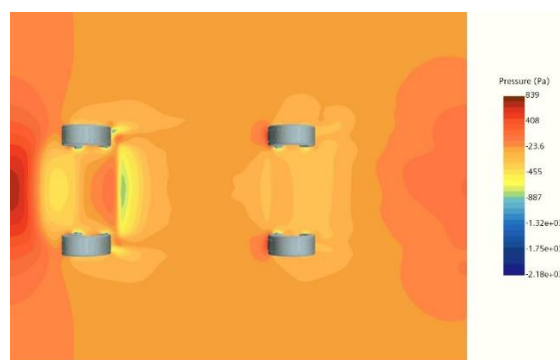


b)

Hình 5. Biểu diễn dòng qua trụ A:
 a, Vận tốc của dòng; b, Áp suất của dòng



a)

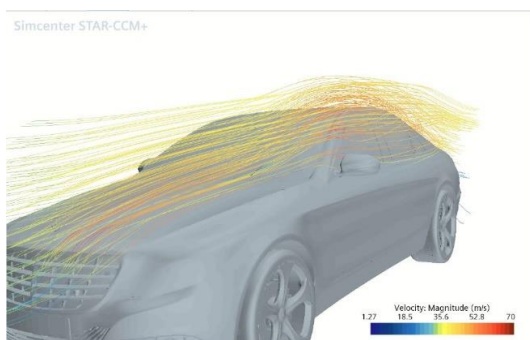


b)

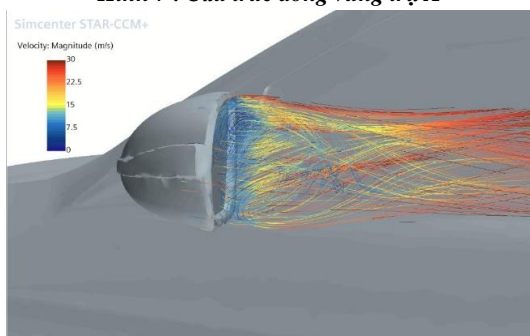
Hình 6. Biểu diễn dòng qua bánh xe:
 a, Vận tốc dòng; b, Áp suất dòng

Dòng chảy bị biến động khi va đập với gầm xe và bánh xe gây ra sự nhiễu động dòng trên một vùng diện tích lớn kéo dài từ phần đầu xe cho tới một khoảng lớn phía sau đuôi xe. Có thể thấy cả về vận tốc và áp suất đều biến thiên lớn hơn nhiều so với các vùng khảo sát trước. Độ lớn dao động vận tốc vùng này vẫn tương đối giống hai vùng trước khi khoảng dao động vận tốc vùng này là 9,91m/s cho đến 69,4m/s. Trong khi đó khoảng dao động của áp suất là từ $-1,75 \times 10^3 Pa$ tới 839Pa.

So sánh cấu trúc dòng chảy giữa vùng không gian phía sau gương chiếu hậu và vùng không gian xung quanh trụ A qua hai Hình 7 và Hình 8 ta thấy được rằng cấu trúc xoáy ở vùng phía sau gương chiếu hậu là rõ ràng hơn rất nhiều so với vùng không gian ở trụ A. Hiện tượng cho thấy ảnh hưởng của hình dạng gương lên mức độ ồn khí động học lớn hơn nhiều so với trụ A.



Hình 7. Cấu trúc dòng vùng trụ A



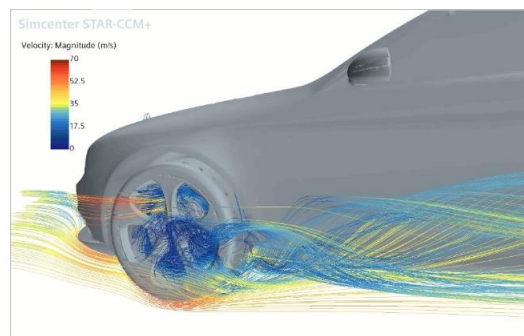
Hình 8. Cấu trúc xoáy vùng gương chiếu hậu

Như đã trình bày ở phần trước độ biến thiên về vận tốc ở vùng gầm xe là rất lớn cả về độ lớn lẫn vùng ảnh hưởng. Các kết quả về cấu trúc dòng ở vùng này được biểu diễn trong Hình 9 và Hình 10 cho thấy dòng chảy ở vùng này có cấu trúc xoáy phức tạp hơn nhiều so với vùng kính chiếu hậu và vùng trụ A.

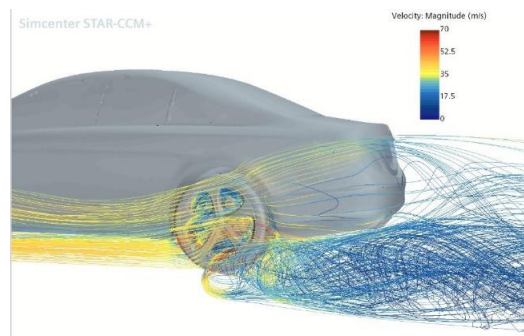
3.2. Kết quả và thảo luận mức cường độ âm tại các vị trí khác nhau

Khảo sát mức cường độ âm tại các điểm (1) và

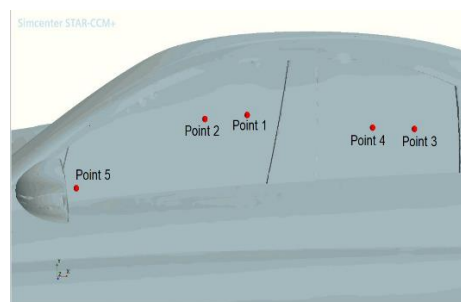
(2) là các điểm ở vùng cửa sổ bên phía trước - nơi gần với tai người lái, trong khi đó các điểm 3 và 4 là các điểm gần với hành khách ngồi phía sau, điểm 5 là điểm nằm ở vùng xoáy phía sau gương chiếu hậu. Các điểm khảo sát được biểu diễn như Hình 11.



Hình 9. Cấu trúc xoáy vùng bánh xe phía trước



Hình 10. Cấu trúc xoáy vùng bánh xe phía sau

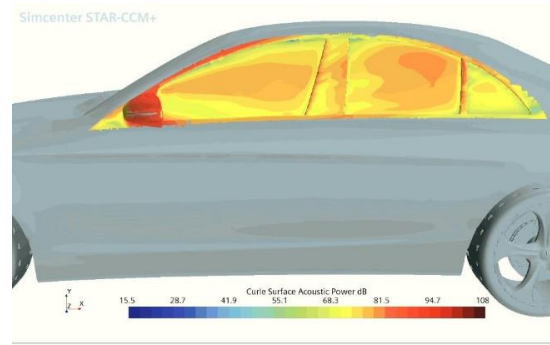


Hình 11. Các điểm thực hiện khảo sát mô phỏng mức độ tiếng ồn khí động học

Kết quả của sự phân tích luồng qua các vị trí của bề mặt xe được mô phỏng qua phương pháp RANS (1) được chuyển thành dữ liệu về cường độ âm và mức cường độ âm qua việc tính toán phương trình Flows William-Hawking (13) thông qua hai kiểu hiện thị Curle Acoustic (16) và Proudman Acoustic(17).

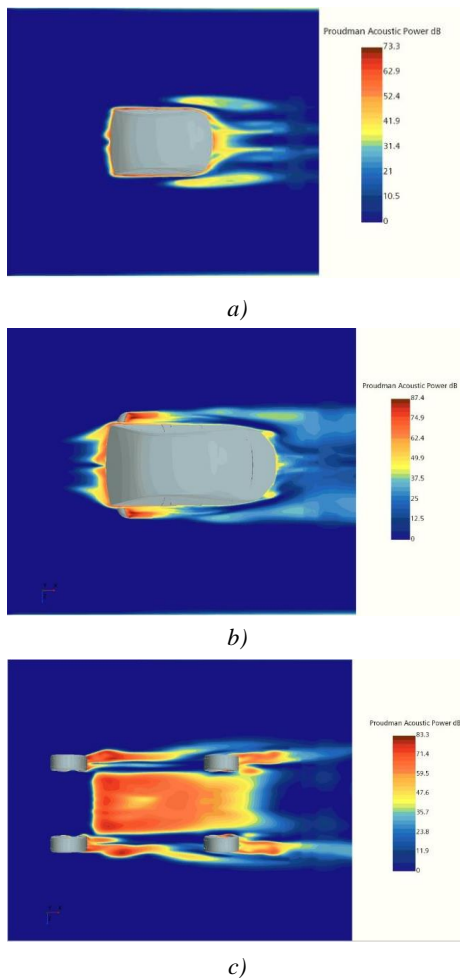
Các kết quả mức cường độ âm thu được phù hợp với kết quả về trường vận tốc, trường áp suất và cấu trúc dòng ở trên. Mức cường độ âm ồn khí động học càng lớn tại các vùng có biến đổi dòng chảy càng lớn.

Sự biến thiên về độ lớn vận tốc, áp suất, cấu trúc dòng xây ra lớn nhất tại khu vực gầm xe thì kết quả về mức cường độ âm tại vùng này cũng là lớn nhất, với mức cường độ âm lớn nhất tính toán được ở vùng này là 83,3dB, và vùng có tiếng ồn lớn phân bố rộng, gần như bao trọn cả vùng gầm xe. Đối với khu vực gương chiếu hậu, các xoáy xuất hiện ngay sau khu vực gương chiếu hậu dẫn đến kết quả mức cường độ âm tính toán được ở vùng này là lớn nhất, đạt ngưỡng 87,4dB. Tuy nhiên vùng gây ra tiếng ồn chỉ ở trên một vùng diện tích không quá lớn, kéo dài từ gương chiếu hậu tới hết phần của trước của xe. Càng xa các khu vực xoáy mức cường độ âm giảm dần đi và về mức gần 0dB ở rất xa các vùng xoáy. Đối với vùng trụ A- vùng có sự biến thiên đồng nhỏ nhất so với hai khu vực còn lại, mức cường độ âm lớn nhất ghi nhận được là 73,3dB (thấp hơn so với hai vùng còn lại). Vùng diện tích gây tiếng ồn chủ yếu tập trung ngay sát phần trụ A và kính chắn gió phía trước, không lan rộng như hai vùng còn lại.

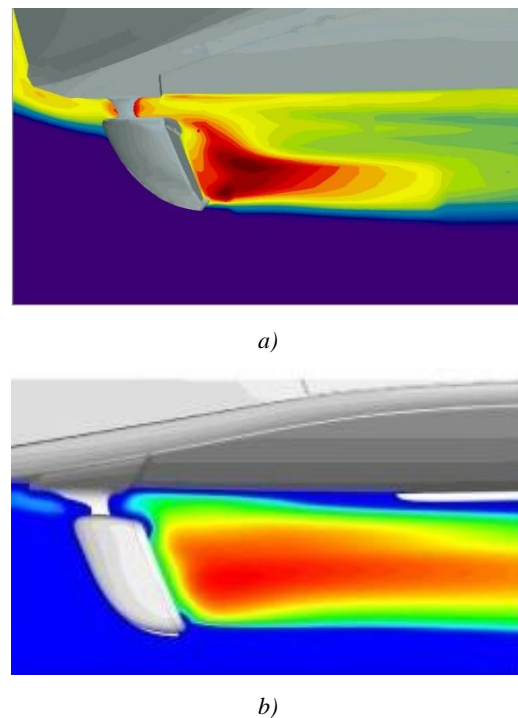


Hình 13. Phân bố mức cường độ âm tại bề mặt kính

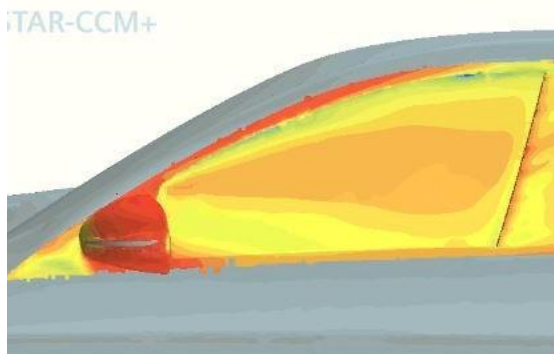
So sánh sự phân bố tiếng ồn do do gương chiếu hậu gây ra giữa mô phỏng của bài nghiên cứu này và mô phỏng được thực hiện bởi Papoutsis-Kiachagias E. M., Magoulas N., Mueller J [2] trong Hình 14 và Hình 15 ta thấy rõ được sự tương đồng trong phân bố âm ồn khí động học. Các hiển thị về phân bố mức cường độ âm lớn nhất tại các vị trí phía sau gương chiếu hậu và bề mặt kính xe khá đồng đều.



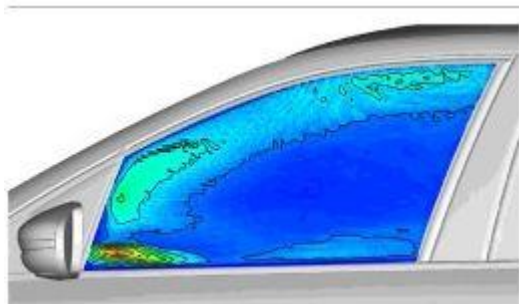
Hình 12. Phân bố mức cường độ âm tại các mặt cắt:
 (a) mặt cắt trụ A; (b) mặt cắt gương chiếu hậu;
 (c) mặt cắt gầm xe



Hình 14. Phân bố mức cường độ âm ồn khí động học tại khu vực gương chiếu hậu:
 a) Bài nghiên cứu này.
 b) Bài nghiên cứu của Papoutsis-Kiachagias E. M., Magoulas N., Mueller J [2]



a)

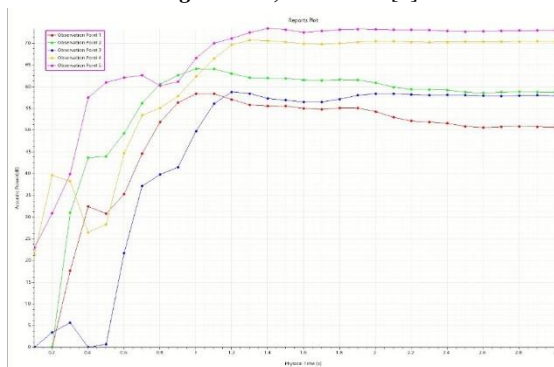


b)

Hình 15. Phân bố mức cường độ âm ồn khí động học tại khu vực kính cửa bên phía trước xe:

a) Bài nghiên cứu này.

b) Bài nghiên cứu của Papoutsis-Kiachagias E. M., Magoulas N., Mueller J [2]



Hình 16. Sơ đồ biểu diễn sự thay đổi mức cường độ âm tại các điểm khảo sát

Hình 16 biểu diễn sự thay đổi mức cường độ âm theo thời gian tại các điểm khảo sát (Hình 11).

Qua sơ đồ trên ta thấy được tại những thời điểm ban đầu dòng khí bắt đầu làm cho mức cường độ âm ồn khí động học tại các điểm khảo sát tăng dần lên. Sau một thời gian, dòng chảy ổn định, mức cường độ âm từ đó cũng định hơn. Tuy nhiên, dòng chảy lúc này vẫn tiếp tục dao động nhỏ hơn lúc trước gây ra sự biến động nhỏ về biên độ mức cường độ âm tại các điểm.

Điểm 5 là điểm gần vị trí gương nhất- nơi xảy ra biến đổi lớn nhất về dòng chảy so với các điểm khảo sát còn lại nên mức cường độ âm tại điểm này tăng lên nhanh nhất và có giá trị lớn nhất tại thời điểm ổn định (đạt ngưỡng khoảng 73dB). Điểm 1 và điểm 2 là hai vị trí gần tai người lái nhất nên ảnh hưởng lớn tới sự thoải mái của tai người lái. Hai điểm này có tốc độ tăng mức cường độ âm gần giống nhau, tuy nhiên điểm 2 vẫn tốc độ tăng mức cường độ âm nhanh hơn điểm 1 vì nó ở gần với vị trí các vùng xoáy hơn. Lúc ổn định mức cường độ âm tại điểm 2 (khoảng 57dB) lớn hơn so với điểm 1 (khoảng 50dB). Hai điểm 3 và 4 là hai điểm gần với tai của người ngồi phía sau nhất. Mức cường độ âm tại thời điểm ổn định của hai điểm này lần lượt là: 59dB và 70dB.

Thông thường, mức cường độ âm mà tai người chịu được là khoảng 125dB trở xuống, tuy nhiên tại ngưỡng khoảng 60dB trở lên đã bắt đầu gây cảm giác khó chịu cho người nghe [4]. Như vậy, nếu âm thanh tại các điểm khảo sát này truyền trực tiếp tới tai thì sẽ gây cảm giác khó chịu cho cả người lái lẫn hành khách ngồi phía sau.

4. Kết luận

Vấn đề tiếng ồn do dòng chảy bao quanh ô tô đã được nghiên cứu thông qua mô phỏng số tính toán dòng chảy bao quanh xe và tiếng ồn do dao động áp suất trong dòng chảy. Kết quả mô phỏng cho biết trường âm thanh được tạo ra trong quá trình xe di chuyển, nguồn phát âm thanh cũng được khảo sát. Mô hình mô phỏng số tiếng ồn khí động có thể được ứng dụng trong thiết kế hình dạng khí động học của xe nhằm giảm tiếng ồn do xe gây ra trong quá trình di chuyển, tạo sự thoải mái cho hành khách trên xe.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Xingjun Hu, Peng Guo, Zewei Wang, Jingyu Wang, Mo Wang, Jia Zhu and Dejiu Wu, *Calculation of External Vehicle Aerodynamic Noise Based on LES Subgrid Model*.
- [2] Papoutsis-Kiachagias E. M., Magoulas N., Mueller J., et al. *Noise reduction in automobile aerodynamics using a surrogate objective function and the continuous adjoint method with wall functions*. Computers and Fluids, Vol.122, pp.223-232, 2015.
- [3] Ye-gang Chen, Xiang-hong Wang, Yao-ming Zhou, *Numerical investigation on aerodynamic noises of the lateral window in vehicles*. Journal of Vibroengineering, Vol.19, Issue 8, pp.6502-6518, 2017.

- [4] Papoutsis-Kiachagias E. M., Magoulas N., Mueller J., et al. *Noise reduction in automobile aerodynamics using a surrogate objective function and the continuous adjoint method with wall functions*. Computers and Fluids, Vol.122, pp.223-232, 2015.
- [5] Yang, Z.D.; Gu, Z.Q.; Xie, C.; Zong, Y.Q.; Jiang, C.M. *Experimental research on noise reduction mechanism of a groove spoiler in vehicle sunroof*. J. Hunan Univ. (Nat. Sci.), Vol.45, pp.26-34, 2018.
- [6] GEORGE A R. *Automobile aero-acoustics[G]*. AIAA Paper - 1067, 1989.
- [7] MuradN., Naser J., Alam F., et al. *Computational fluid dynamics study of vehicle A-pillar aero-acoustics*. Applied Acoustics, Vol.74, Issue 6, pp.882-896, 2013.

Ngày nhận bài:	30/6/2021
Ngày nhận bản sửa:	05/8/2021
Ngày duyệt đăng:	19/8/2021