

---

## Pengukuran *Sound Pressure Level* (SPL) dalam kabin mobil dengan menggunakan SEA Model

Al Munawir<sup>\*1</sup>, Murhaban<sup>2</sup>, Zulfan<sup>3</sup>

<sup>1,2</sup>Prodi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Teuku Umar

<sup>3</sup>Prodi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Syiah Kuala

e-mail: <sup>1</sup>[almunawir@utu.ac.id](mailto:almunawir@utu.ac.id), <sup>2</sup>[murhaban@utu.ac.id](mailto:murhaban@utu.ac.id), <sup>3</sup>[zulfanstmt@unsyiah.ac.id](mailto:zulfanstmt@unsyiah.ac.id)

### Abstract

*Statistical energy analysis (SEA) is a well-known method to analyze the flow of acoustic and vibration energy in a complex structure. For an acoustic space where significant absorptive materials are present, direct field component from the sound source dominates the total sound field rather than a reverberant field, where the latter becomes the basis in constructing the conventional SEA model. Such environment can be found in a car interior and thus a corrected SEA model is proposed here to counter this situation. The model is developed by eliminating the direct field component from the total sound field and only the power after the first reflection is considered. A test car cabin was divided into two subsystems and by using a loudspeaker as a sound source, the power injection method in SEA was employed to obtain the corrected coupling loss factor and the damping loss factor from the corrected SEA model. These parameters were then used to predict the sound pressure level in the interior cabin using the injected input power from the engine. The results show satisfactory agreement with the directly measured SPL.*

**Keywords :** *Statistical Energy Analysis (SEA), Sound Pressure level (SPL), DLF and CLF*

### 1. PENDAHULUAN

Tingkat kebisingan di interior mobil telah menjadi masalah dalam dekade terakhir ini. Kebisingan dalam kabin mobil juga sebagai salah satu parameter untuk menentukan kualitas kendaraan bermotor selain parameter kinerja mesin dan bahan bakar [1]. Teknik simulasi serta pengukuran terus dikembangkan secara akurat untuk memprediksi tingkat kebisingan. Diantara metode prediksi untuk menghitung getaran dan kebisingan dalam kabin mobil adalah *Statistical Energy Analysis* (SEA). SEA diterapkan untuk rentang frekuensi tinggi dimana tingkat energinya di hitung secara 'statistic'. Untuk aplikasi dalam otomotif, SEA biasanya diimplementasikan untuk memprediksi tingkat kebisingan di dalam kabin mobil. Dejong [2] telah mengukur tiga sumber kebisingan, yaitu mesin, aliran udara dan ban di gunakan sebagai input SEA model untuk memprediksi *sound pressure level* (SPL) dalam kabin mobil. Steel[3] mempresentasikan analisa transmisi getaran struktur pada plat datar dengan menggunakan SEA model. Mazbanrad [4] telah mempelajari lingkungan akustik dalam kabin mobil dengan pengaruh aerodinamik frekuensi tinggi menggunakan metode SEA. Beberapa posisi dalam kabin mobil seperti di kaca depan, atap, dan lantai disimulasikan sebagai sumber kebisingan ketika mobil bergerak dengan kecepatan tinggi. SEA juga telah banyak digunakan untuk analisis kebisingan dan getaran di dalam ruang, kendaraan kereta api [5], gedung akustik [6] dan motor listrik [7].

Pada SEA, energi suatu subsistem di syaratkan harus di dominasi dengan mode resonansi (gema). Namun, kondisi seperti ini tidak selalu kita temukan dalam kasus-kasus tertentu dimana penggunaan SEA tidak terlalu akurat. Oleh karena itu, suatu upaya untuk memodifikasi penggunaan SEA terus dikembangkan untuk kasus pada ruang tidak bergema seperti kabin mobil [8].

---

Ribeiro dan Smith [9] telah mengembangkan metode prediksi suara kebisingan di dalam ruang akustik yang besar. Metode yang digunakan adalah dengan menghilangkan komponen suara langsung pada persamaan dasar SEA.

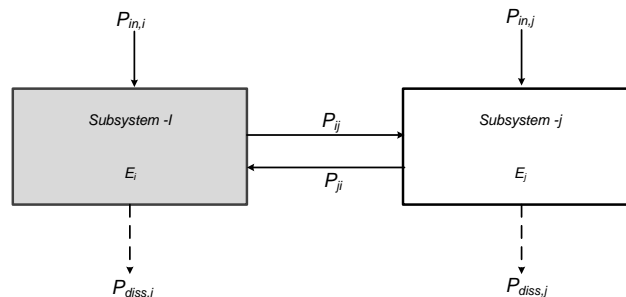
Akustik absorber dalam kabin mobil telah mengurangi pantulan suara. Kondisi seperti ini mengakibatkan penggunaan SEA di dalam kabin kurang akurat. Suatu perkembangan dari metode SEA sudah dilakukan dengan menghilangkan bagian suara langsung (*direct field*) dari total energi suara sehingga hanya bagian suara hasil pantulan (*reverberant field*) yang akan di analisa oleh SEA [10]. Oleh karena itu, artikel ini fokus pada penggunaan SEA model yang sudah dikembangkan dan diaplikasikan di dalam kabin mobil untuk memprediksi tingkat kebisingan.

## 2. METODE PENELITIAN

**Power Injection Method (PIM)** adalah salah satu teknik yang digunakan untuk menentukan parameter SEA, yaitu *coupling loss factor (CLF)* dan *damping loss factor (DLF)*. Dengan membagikan sistem ke dalam  $N$  subsistem dan setiap subsistem diinjeksikan *input power*  $P_{in}$  seperti yang ditunjukkan pada gambar 1, maka persamaan dasar dari SEA di berikan dengan:

$$P_{in,i} = \omega \eta_i E_i + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \omega \eta_{ij} E_i - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \omega \eta_{ji} E_j \quad (1)$$

Dimana  $\omega$  adalah frekuensi angular,  $E$  adalah energi dalam subsistem,  $\eta_i$  adalah *damping loss factor (DLF)* dalam subsistem,  $\eta_{ij}$  adalah *coupling loss factor (CLF)*.



**Gambar 1.** Diagram skematik dari SEA Model

Untuk sistem yang terdiri hanya dua subsistem, pers. (1) dapat ditulis dalam bentuk matriks:

$$\begin{Bmatrix} P_{in,1} \\ P_{in,2} \end{Bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Untuk langkah pertama, subsistem-1 di injeksikan *input power* ( $P_1^{(1)}$ ), sehingga pers. (2) dapat ditulis:

$$\begin{Bmatrix} P_1^{(1)} \\ 0 \end{Bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1^{(1)} \\ E_2^{(2)} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Dimana  $E_1^{(1)}$  dan  $E_2^{(2)}$  adalah energi yang terukur di dalam subsistem-1 dan subsistem-2 yang disebabkan dengan *input power* dalam subsistem-1.

Untuk langkah kedua, subsistem-2 di injeksikan *input power* ( $P_2^{(2)}$ ), sehingga pers. (2) juga dapat ditulis:

$$\begin{Bmatrix} 0 \\ P_2^{(2)} \end{Bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1^{(2)} \\ E_2^{(2)} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Dimana  $E_1^{(2)}$  dan  $E_2^{(2)}$  adalah energi yang terukur di dalam subsistem-1 dan subsistem-2 yang disebabkan dengan *input power* dalam subsistem-2.

Kombinasi pers. (3) dan (4), akan menghasilkan:

$$\begin{bmatrix} P_1^{(1)} & 0 \\ 0 & P_2^{(2)} \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1^{(1)} & E_1^{(2)} \\ E_2^{(1)} & E_2^{(2)} \end{bmatrix} \quad (5)$$

Dengan demikian, *damping loss factor* (DLF) dan *coupling loss factor* (CLF) dapat ditentukan sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{bmatrix} P_1^{(1)} & 0 \\ 0 & P_2^{(2)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1^{(1)} & E_1^{(2)} \\ E_2^{(1)} & E_2^{(2)} \end{bmatrix}^{-1} \quad (6)$$

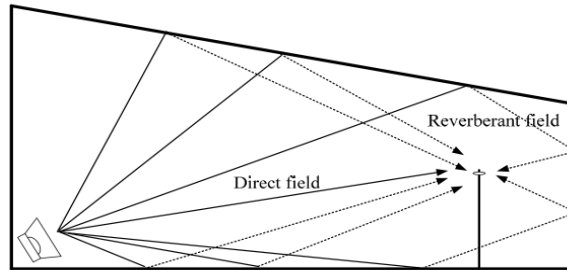
*Coupling loss factor* (CLF) secara teori diperoleh dengan menggunakan persamaan (Price dan Crocker, 1969):

$$\eta_{12} = \frac{\tau_{12} c S}{4 \omega V} \quad (7)$$

Dimana  $\tau_{12}$  adalah koefisien transmisi antara subsistem 1 dan 2,  $S$  adalah luas permukaan coupling,  $V$  adalah volume dalam subsistem dan  $c$  adalah kecepatan suara di udara.

Di dalam suatu ruang akustik yang tertutup, total energi suara yang diberikan merupakan penjumlahan dari *direct field* yang di hasilkan dari sumber suara dan *reverberant field* yang di hasilkan dari suara pantulan sebagaimana yang diilustrasikan pada gambar 2. Pernyataan ini dapat dirumuskan:

$$E = E_{dir} + E_{rev} \quad (8)$$



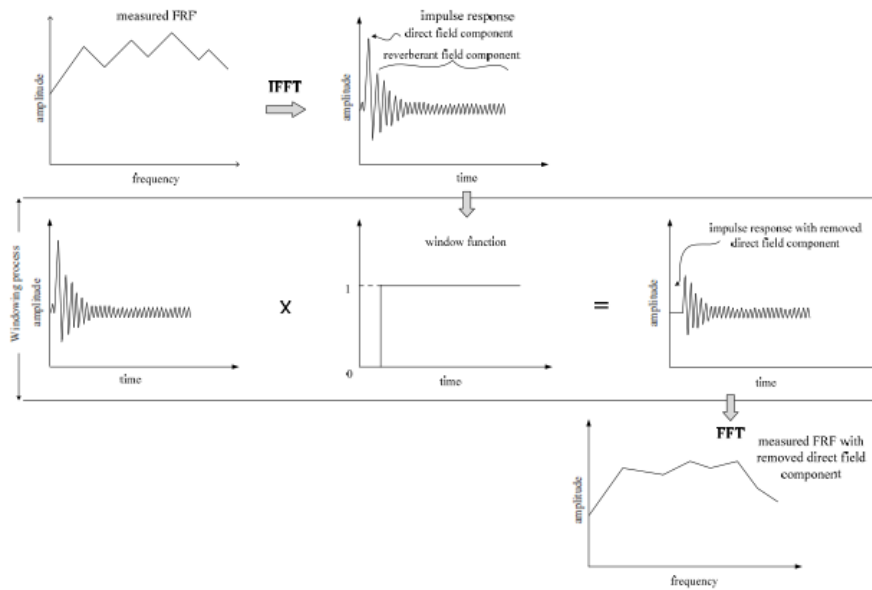
**Gambar 2.** Ilustrasi dari *direct* dan *reverberant field* dalam ruang akustik

Jika dalam ruangan akustik tersebut dipasang material absorben, maka komponen *direct field* mendominasi dari total energi suara dalam ruangan. Untuk kondisi seperti ini dimana SEA model tidak dapat mendeteksi komponen *direct field*. Oleh karena itu, menghilangkan komponen *direct field* dari total energi menjadi sangat penting. Dalam hal ini, pers (1) dapat di tulis menjadi:

$$P_{in,i}(1 - \bar{\alpha}_i) = \omega \eta_i E_{rev,i} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \omega \eta_{ij} E_{rev,i} - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \omega \eta_{ji} E_{rev,j} \quad (8)$$

Dimana  $\bar{\alpha}_i$  adalah rata-rata koefisien absorben dalam subsistem dan  $E_{rev,i}$  adalah energi dari komponen *reverberant field* setelah menghilangkan komponen *direct field* dari total energi. Model SEA ini telah digunakan oleh Ribeiro dan Smith [7] untuk mengembangkan metode prediksi kebisingan di ruang akustik yang besar dimana kontribusi *direct field* ditentukan dengan mengasumsikan perambatan suara menjauh dari sumber suara.

Komponen *direct field* dapat diidentifikasi pada pengukuran impuls respon yang di peroleh dari invers *Fast Fourier Transform* (FFT) ke pengukuran *Frequency Response Function* (FRF) dalam subsistem. Fitur impuls respon terdiri dari puncak awal yang disebabkan oleh komponen *direct field* dan diikuti oleh puncak lainnya sebagai bagian dari sinyal pantulan yang disebabkan oleh komponen *reverberant field*. Dengan menerapkan aplikasi sederhana dari *window function*, komponen *direct field* dihilangkan dan selanjutnya FRF tanpa *direct field* komponen dapat diperoleh lagi dengan menerapkan kembali FFT. Gambar 3 menunjukkan diagram metodologi untuk menghilang komponen *direct field*.



Gambar 3. Diagram metodologi untuk menghapus bagian *direct field*.

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada eksperimen kali ini kendaraan yang diujikan adalah mobil sedan Malaysia dengan empat pintu PROTON SAGA seperti terlihat pada Gambar 4 dan pengaturan pengukurannya dapat dilihat pada gambar 5



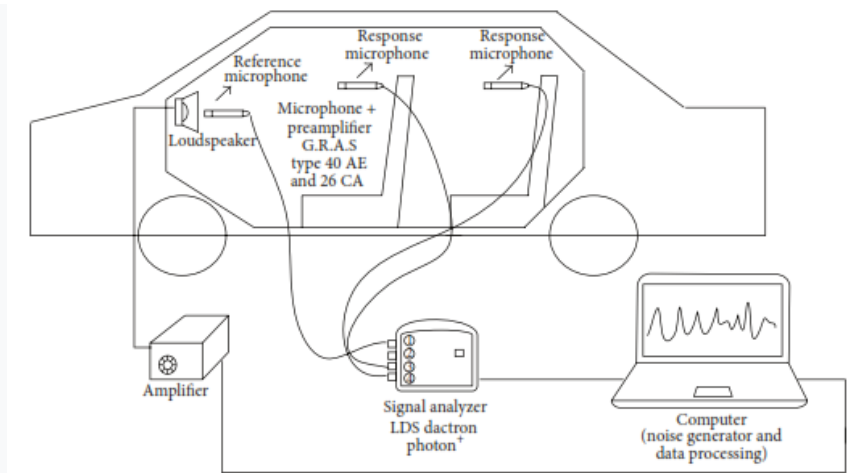


**Gambar 4.** Eksperimen di dalam kabin mobil SAGA Proton

Pengukuran di dalam kabin mobil terbagi menjadi dua subsistem yaitu kabin depan dan kabin belakang dengan mengasumsikan kursi depan sebagai penghubung antara kedua subsistem tersebut. Metodologi untuk percobaan ini dapat dibagi menjadi dua tahap.

**Pertama**, loudspeaker dipasang ke subsistem (yaitu, di kabin depan dan belakang). Pada tahap ini, mesin kendaraan uji dimatikan. Dengan menggunakan model SEA lama dan baru akan di peroleh CLF dan DLF.

**Kedua**, mesin sekarang dihidupkan untuk memberikan energi suara ke dalam kabin. Energi suara dari mesin melalui *bulk head* kemudian diukur menggunakan teknik intensitas suara. Dengan menggunakan daya suara yang diukur melalui model SEA klasik, *sound pressure level* (SPL) dapat diperoleh, baik dengan menggunakan CLF dan DLF yang tidak dikoreksi maupun dengan menggunakan CLF dan DLF yang telah dikoreksi. Hasilnya kemudian bisa dibandingkan dengan SPL yang diukur langsung di interior mobil dengan menggunakan *sound intensity*. Gambar 6 menunjukkan pengukuran SPL langsung dengan menggunakan *sound intensity*.

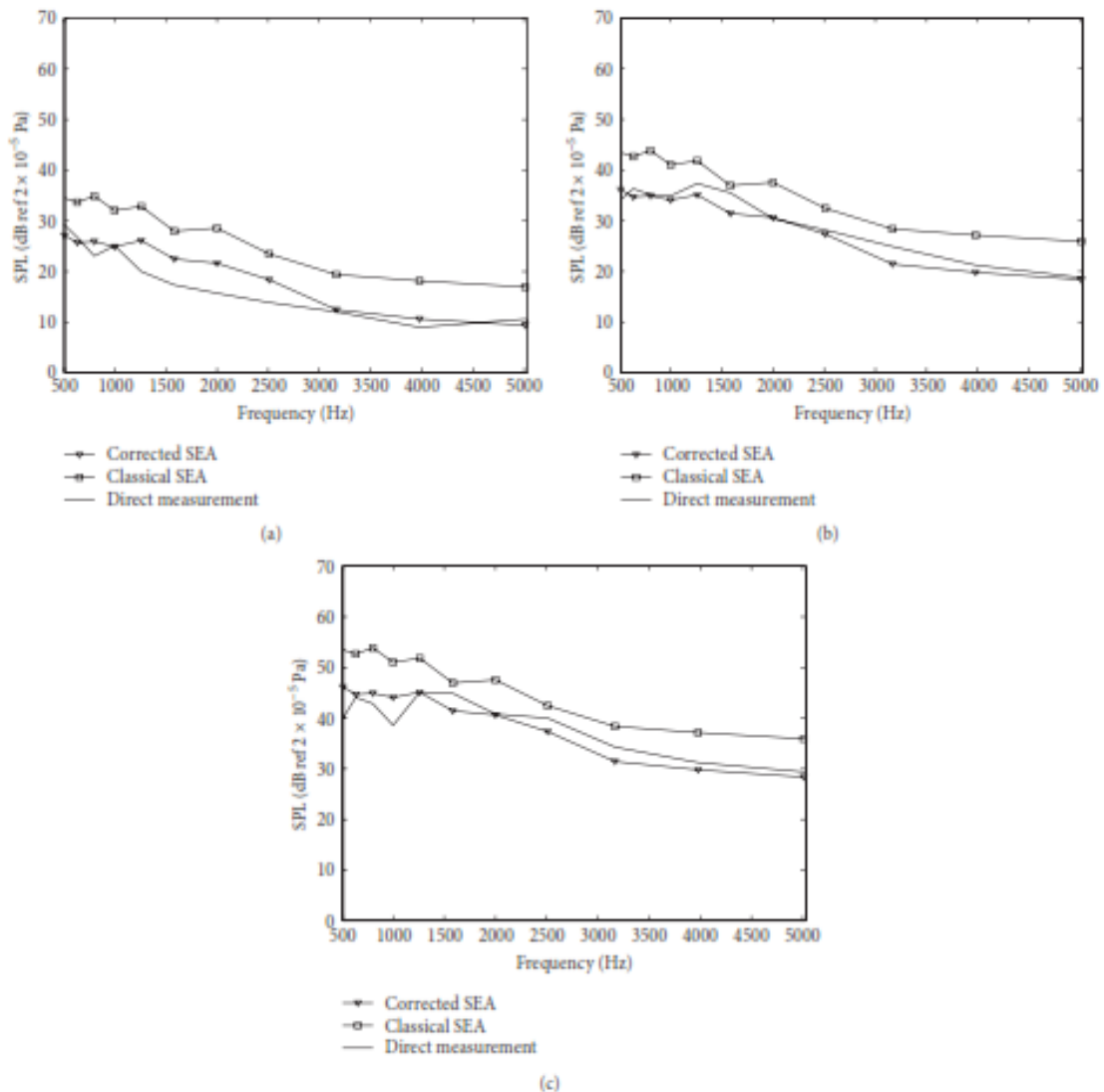


**Gambar 5.** Pengaturan pengukuran untuk SEA eksperimental di kabin mobil



**Gambar 6.** Pengukuran *Sound Pressure Level (SPL)* dengan menggunakan *Sound Intensity*

Gambar 7 menunjukkan perbandingan dari hasil pengukuran langsung SPL dan dengan menggunakan *classical SEA* dan *corrected SEA*. Dari gambar menunjukkan model *corrected SEA* memberikan hasil yang lebih akurat dari pada *classical SEA*.



**Gambar 7.** Perbandingan SPL dengan menggunakan SEA model yang belum (*Classical SEA*) dan sudah (*Corrected SEA*) dikoreksikan : (a) 1000 rpm (b) 2000 rpm dan (c) 3000 rpm

#### 4. KESIMPULAN

Pendekatan baru dalam teori *Statistical Energy Analysis* (SEA) telah dikembangkan guna untuk memperkirakan SPL di kabin mobil. Suatu subsistem akustik dengan kondisi non pantul dimana. Komponen *direct field* dominan pada energi subsistem. Model ini dengan cara menghilangkan komponen *direct field* dari Total energi suara. Persamaan SEA *classical* juga dimodifikasikan untuk memperhitungkan hanya refleksi pertama dari energi suara. Estimasi SPL di dalam kabin mobil telah terbukti menunjukkan akurasi lebih baik dengan menggunakan model *corrected SEA* dengan pengukuran SPL secara langsung menggunakan *sound intensity*.



## DAFTAR PUSTAKA

- [1] K. Genuit, "The sound quality of vehicle interior noise: a challenge for NVH engineers," *International Journal Vehicle Noise and Vibration*, vol. 1, no. 1-2, pp. 158–168, 2004.
- [2] G. DeJong, "A study of vehicle interior noise using SEA," SAE Technical, 1995.
- [3] J. A. Steel, "The prediction of structural vibration transmission through a motor vehicle using statistical energy analysis," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 193, no. 3, pp. 691–703, 1996.
- [4] J. Marzbanrad and M. Alahyari, "Vehicle cabin noise simulation due to high frequency stimulation," *International Journal of Automotive Engineering*, vol. 2, pp. 117–123, 2012.
- [5] J. Forssén, S. Tober, A. C. Corakci, A. Frid, and W. Kropp, "Modelling the interior sound field of a railway vehicle using statistical energy analysis," *Applied Acoustics*, vol. 73, no. 4, pp. 301–311, 2012.
- [6] M. J. Kim, H. S. Kim, and J. Y. Sohn, "Prediction and evaluation of impact sound transmission in apartment building structures by statistical energy analysis (SEA)," *Applied Acoustics*, vol. 62, no. 6, pp. 601–616, 2011.
- [7] K. Delaere, "Statistical energy analysis of acoustic noise and vibration for electric motors: transmission from air gap field to motor frame," *Journal of the Acoustical Society of America*, pp. 177–231, 2013.
- [8] K. Renji, P. S. Nair, and S. Narayanan, "Non-resonant response using statistical energy analysis," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 241, no. 2, pp. 253–270, 2011.
- [9] Ribeiro and Smith, "Use of SEA to model the sound field in large acoustic spaces," in *Forum Acousticum*, pp. 79–84, 2015.
- [10] Al Munawir, Herri Darsan dan Murhaban, "Pengaruh dari direct field component pada ruang akustik dengan menggunakan SEA model" *Jurnal Mekanova: Mekanikal, Inovasi dan Teknologi*, Vol. 5, No. 2, 2019