

УДК 623113

Н.А. Кузьмин, В.А. Шапкин, Ю.В. Шапкина

**ПРИМЕНЕНИЕ ИННОВАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ STRUCTURAL INTENSITY ANALYSIS ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ И УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКОГО ДИЗАЙНА РУЛЕВОЙ КОЛОНКИ АВТОМОБИЛЯ**

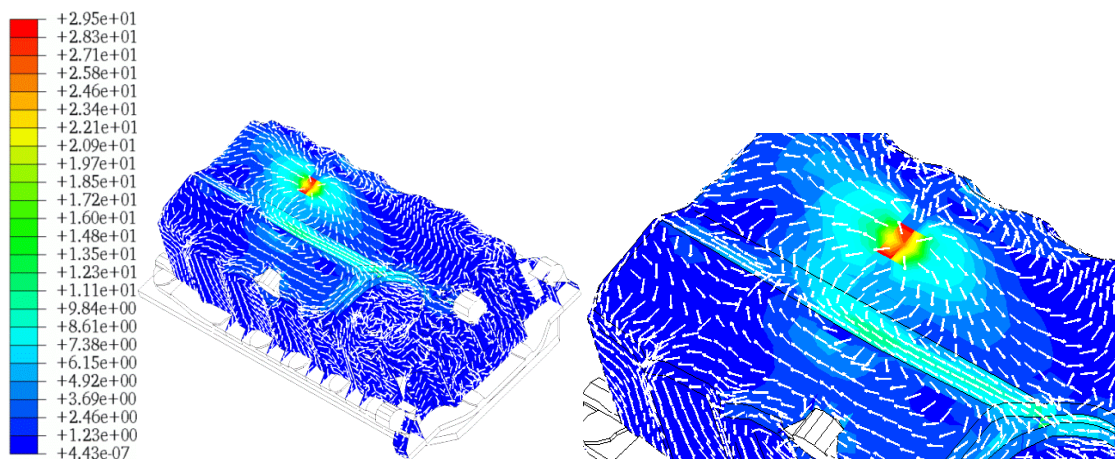
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

В данной статье представлена система численного моделирования и визуализации Structural Intensity Analysis, базирующаяся на методе конечно элементных моделей (FEM-models). Приведена математическая формулировка структурной интенсивности, система численного моделирования осуществлена в программном пакете ANSYS, техника визуализации векторных полей потока энергии осуществлена в программном пакете HyperView. Рассчитаны и показаны в структуре shell-элементов: векторы интенсивности, карта потоков и распределение механической энергии колебаний. Рассмотрены случаи использования различных возбудителей гармонических колебаний (точечной силы и давления на несколько элементов) и применения различных коэффициентов поглощения колебаний структурой. Используя разработанную систему, был осуществлен Structural Intensity Analysis рулевой колонки автомобиля Volkswagen, визуализированы поля структурной интенсивности на глобальной поверхности и исследованы доминантные пути потока энергии. Structural Intensity Analysis, вместе с техникой его визуализации, представляет собой мощный инструмент для контроля над вибрацией и шумом.

*Ключевые слова:* Structural Intensity Analysis, рулевая колонка автомобиля, виброакустическое поведение, FEM-моделирование, шум и вибрация, надежность систем автомобиля.

**Введение**

В связи с все более ужесточающимися требованиями к качеству автомобилей и возрастающими ожиданиями клиентов в отношении комфорта, исследование и контроль вибрации и акустического поведения продуктов автомобильной промышленности стало важным критерием в процессе их разработки. Для дальнейшего усовершенствования в конструкции транспортного средства и его составляющих, с учетом акустических характеристик, а также повышения надежности автомобиля при воздействии вибрационных нагрузок, необходимо использовать инновационные технологии на этапе его расчета и FEM-анализ модели [1].

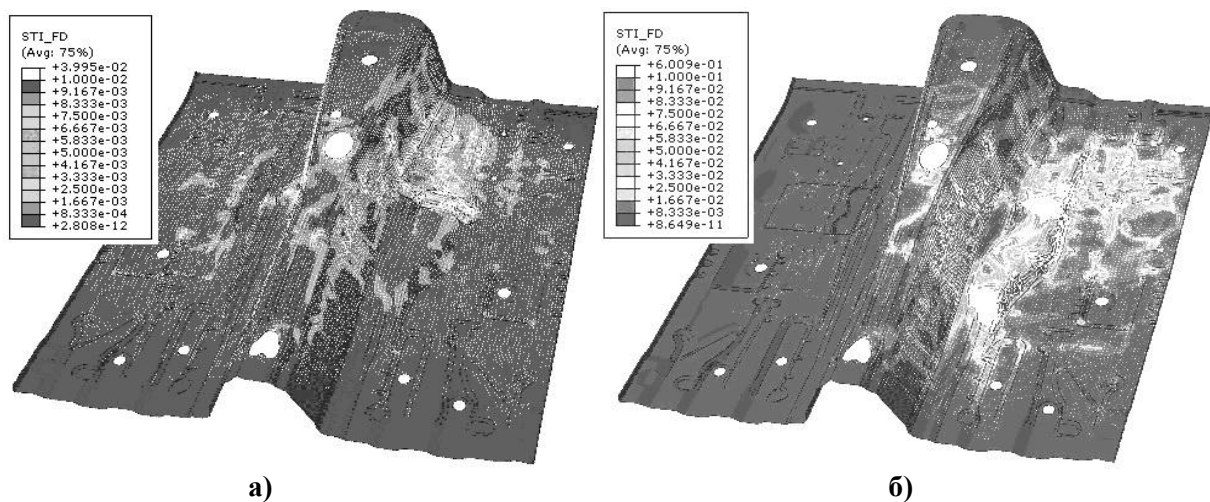


**Рис. 1. Активная Структурная Интенсивность при второй резонансной частоте. Масленный поддон двигателя, Дармштадский технический университет, 2012**

Для ограничения использования дорогостоящих и трудоемких тестовых образцов до минимума, виртуальные прототипы приобрели важное значение в последние годы.

Так как виброакустическое поведение продукта в основном определяется поведением вовлеченных механических структур, мы должны сосредоточиться на численном прогнозировании этого поведения. Реализация разработок в вибрационном поведении автомобиля и его частей требует детального знания динамических процессов возбуждения и излучения звука в структуре. Существует целый ряд численных методов, используемых для структурно-динамического анализа (Structural Dynamic Analysis) автомобильных структур экспериментально или в технике FEM-моделирования. Но ни один из них не может снабдить нас достаточно точной информацией о волновом потоке в структуре, который производит шум и вибрацию.

Structural Intensity Analysis (Анализ Структурной Интенсивности) – это новый шаг в анализе виброакустического поведения моделей, наиболее эффективная методика определения и контроля вибрации. Данный уникальный метод позволяет детально рассмотреть поток от точки возбуждения вибрации в структуре до точки ее поглощения. Анализ Структурной Интенсивности позволяет рассчитать поток колебательной энергии в пределах структуры, основываясь на методе конечных элементов, и визуализировать его в векторном виде. Составляющие потока энергии могут быть разбиты на отдельные компоненты вибрации, такие как поперечные и продольные волны [2].



**Рис. 2. Активная Структурная Интенсивность на модели с закреплением некоторых элементов (а) и свободной (б). Пол автомобиля, BMW-групп и Дармштадский технический университет, ААС конференция 2011**

Знаний, полученные при использовании Structural Intensity Analysis, могут быть использованы для снижения или перенаправления потока энергии в целевых районах с высокой интенсивностью для обеспечения оптимального вибрационного поведения продукции.

### **Теоретические основы Структурной Интенсивности**

Термин Структурная Интенсивность и ее математическое определение были введены впервые Нойзеуксом [3] и Павиком [4] в 70-х годах прошлого столетия с целью расширения описания вибрационных явлений в структуре с применением векторных полей.

Структурная Интенсивность (Structure Intensity) – это усредненный во времени поток чистой механической энергии через единичную площадку, перпендикулярную направлению потока. Интерес к исследованию Структурной Интенсивности имеет под собой практическое основание - поля интенсивности показывают величину и направление потока колебательной

энергии в любой точке структуры. Техника вибрационной интенсивности не зависит от граничных условий структуры и дает возможность исследовать краевой эффект от передачи вибрационной мощности по структуре [5, 6]. Поля Структурной Интенсивности могут быть визуализированы с помощью векторной карты и предоставляют точную информацию о потоке энергии, доминирующих путях его передачи, положении источников и поглотителей механической энергии. Применение данной техники снабжает нас преимуществом при изучении влияния от добавления диссипативных элементов, изменения механического состава или при активном контроле вибрации.

Структурная Интенсивность выражается как произведение напряжения на поверхностную скорость, и во временной доминанте будет иметь вид:

$$I_i = \langle I_i(t) \rangle = \langle -\sigma_{ij}(t)v_j(t) \rangle, \quad (1)$$

$$I(t) = - \begin{bmatrix} I_x \\ I_y \\ I_z \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \overline{\sigma_{xx}v_x + \tau_{xy}v_y + \tau_{xz}v_z} \\ \overline{\tau_{yx}v_x + \sigma_{yy}v_y + \tau_{yz}v_z} \\ \overline{\tau_{zx}v_x + \tau_{zy}v_y + \sigma_{zz}v_z} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где  $I_i$ - это интенсивность в направлении  $i$ ;  $v_i$  - скорость частиц в направлении  $i$ ;  $\sigma_{ij}(t)$  - компонент нормального напряжения.

Колебательная энергия в структурах передается при помощи поперечных сил ( $Q_x$  и  $Q_y$ ), сил в плоскости ( $N_x$ ,  $N_y$  и  $N_{xy}$ ), крутящих моментов ( $M_{xy}$  и  $M_{yx}$ ). Таким образом, компонент вибрационной интенсивности  $I_x$  в направлении  $x$  записывается в виде:

$$I_x = Q_x \frac{\partial \zeta}{\partial t} - M_x \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x \partial t} + M_{xy} \frac{\partial^2 \zeta}{\partial y \partial t} + N_x \frac{\partial \xi}{\partial t} + N_{xy} \frac{\partial \eta}{\partial t}. \quad (3)$$

Эти силы и моменты связаны с поперечным смещением следующим образом:

$$\begin{aligned} Q_x &= -D \left( \frac{\partial^3 \zeta}{\partial x^3} + \frac{\partial^3 \zeta}{\partial x \partial y^2} \right); & M_x &= -D \left( \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 \zeta}{\partial y^2} \right); & M_{xy} &= -D(1-\mu) \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x \partial y}; \\ N_x &= \frac{Eh}{1-\mu^2} \left( \frac{\partial \zeta}{\partial x} + \mu \frac{\partial \eta}{\partial y} \right); & N_{xy} &= \frac{Eh}{2(1+\mu)} \left( \frac{\partial \zeta}{\partial y} + \frac{\partial \eta}{\partial x} \right); & D &= \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}. \end{aligned}$$

### Формулировка Структурной Интенсивности для пластины

Из теории тонких пластин предполагается, что смещение, перпендикулярное к средней плоскости пластины, не зависит от соответствующей координаты.

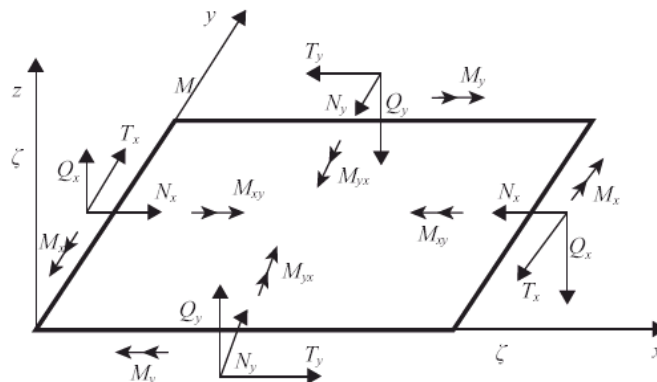


Рис. 3. Элемент пластины с определенными силами и перемещениями

Так же из данной теории следует, что все структурные точки нормали к средней плоскости остаются на прямой после деформации.  $I_x$  в (2) может быть выражена в глобальной системе координат следующим образом:

$$I_x = -\left(\frac{E}{1-\mu^2}\right) \cdot \left(\frac{\partial \xi_M}{\partial x} + y \frac{\partial \varphi_x}{\partial x} + \mu \frac{\partial \xi_M}{\partial z} + \mu \cdot y \frac{\partial \varphi_z}{\partial z}\right) \cdot v_x + G \cdot \left(\varphi_x + \frac{\partial \eta}{\partial x}\right) \cdot v_y + G \cdot \left(\frac{\partial \xi_M}{\partial z} + y \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} + \frac{\partial \xi_M}{\partial x} + y \frac{\partial \varphi_z}{\partial x}\right) \cdot v_z, \quad (4)$$

где  $E$  - модуль упругости Юнга;  $\mu$  - коэффициент Пуассона;  $G = E / (1 - 2\mu)$  - модуль сдвига;  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$  - вращательные перемещения в направлениях  $x$  и  $y$ ,  $v_x$ ,  $v_y$  и  $v_z$  - скорости в  $x$ ,  $y$ ,  $z$  направлениях. На рис. 1 показана положительная ориентация внутренних сил и перемещений.

Гаврич и Павик [6] разработали эквивалентные алгоритмы структурной интенсивности вибрации, которые могут быть реализованы во временной и частотной доменах. Формулировки структурной интенсивности по  $x$  и  $y$  для плоской пластины в частотной домене могут быть выражены следующим образом:

$$I_x = -(\omega/2) \operatorname{Im}[\tilde{N}_x \tilde{u}^* + \tilde{N}_{xy} \tilde{v}^* + \tilde{Q}_x \tilde{w}^* + \tilde{M}_x \tilde{\theta}_y^* + \tilde{M}_{xy} \tilde{\theta}_x^*], \quad (5)$$

$$I_y = -(\omega/2) \operatorname{Im}[\tilde{N}_y \tilde{u}^* + \tilde{N}_{yx} \tilde{v}^* + \tilde{Q}_y \tilde{w}^* + \tilde{M}_y \tilde{\theta}_y^* + \tilde{M}_{yx} \tilde{\theta}_x^*], \quad (6)$$

где  $\tilde{N}_x$ ,  $\tilde{N}_y$  и  $\tilde{N}_{xy} = \tilde{N}_{yx}$  - комплексные мембранные силы на единицу ширины пластины;  $\tilde{M}_x$ ,  $\tilde{M}_y$  и  $\tilde{M}_{xy} = \tilde{M}_{yx}$  - комплексные изгибающие и крутящие моменты на единицу ширины пластины;  $\tilde{Q}_x$  и  $\tilde{Q}_y$  - комплексные поперечные силы сдвига на единицу ширины пластины;  $\tilde{u}^*$ ,  $\tilde{v}^*$  и  $\tilde{w}^*$  - комплексно сопряженные поступательные перемещения в направлениях  $x$ ,  $y$  и  $z$ ;  $\tilde{\theta}_x^*$  и  $\tilde{\theta}_y^*$  - комплексно сопряженные вращательные перемещения в направлениях  $x$  и  $y$ .

### Система моделирования Structural Intensity Analysis

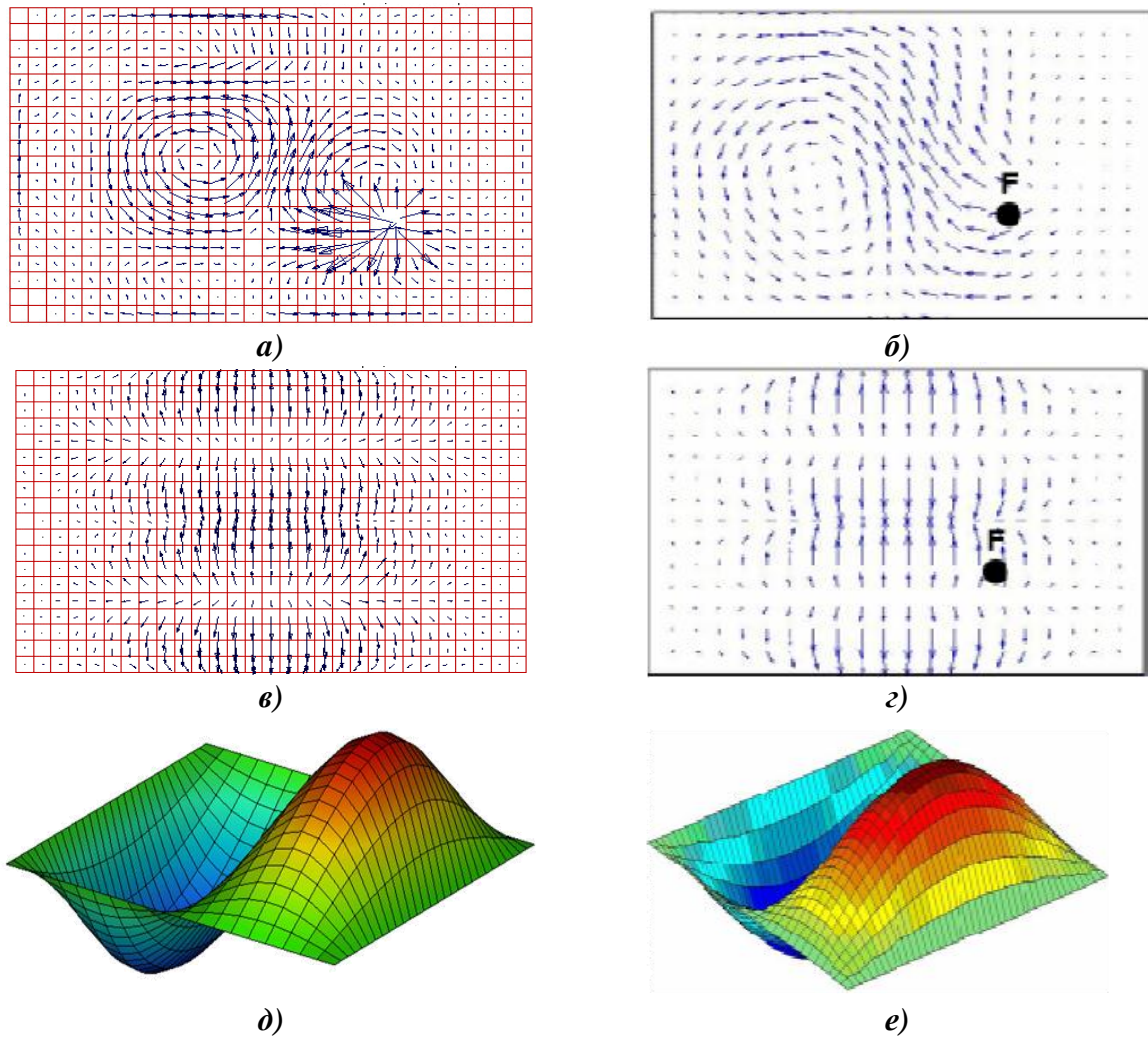
Для эффективного анализа полей структурной интенсивности и их визуализации была разработана система численного моделирования. Система состоит из программы ANSYS для FEM-моделирования и процедуры анализа, и программы HyperView для визуализации полей структурной интенсивности на модели.

С использованием данной системы был произведен Анализ Структурной Интенсивности простой пластины, для верификации процедуры. Затем был произведен анализ рулевой колонки автомобиля, испытывающей вибрационные нагрузки, передающиеся на нее от подвески автомобиля.

### Результаты и визуализация Structural Intensity Analysis для конечно-элементной модели пластины

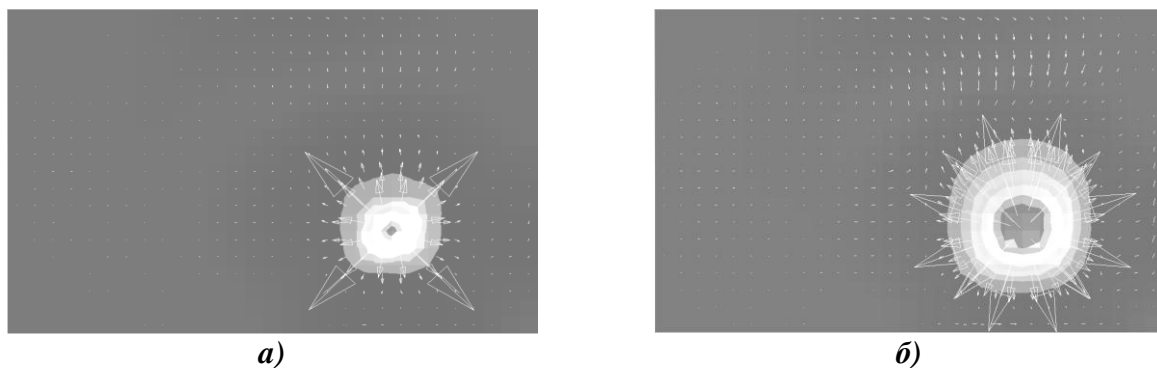
Для пластины были взяты геометрические размеры, граничные условия, частоты возбуждения, свойства материала и условия нагружения, соответствующие параметрам в работе S. Kuhl «Strukturintensitätsanalyse als Werkzeug der Maschinenakustik», Дармштадский технический университет [7], затем была осуществлена симуляция по разработанной методе. Сравнение Анализа Структурной Интенсивности с предыдущими результатами подтвердило правильность использованного алгоритма.

Пластина смоделирована с помощью стандартных shell-элементов. Затухание представлено как коэффициент демпфирования. Пластина закреплена по краям. Пластина находится под гармоническим возбуждением. Результаты моделирования потока интенсивности в векторной форме показаны на рис. 4.



**Рис. 4.** Сравнение результатов данного исследования (*a, v, d*) с результатам из работы S. Kuhl “Gezielte Leitung von Körperschall unter Zuhilfenahme der Strukturintensitätsrechnung” (*b, z, e*). Векторные поля активной (*a, b*) и реактивной (*v, z*) Структурной Интенсивности, форма изгиба (*d, e*) пластины при третьей натуральной частоте

Точка приложения возбуждающей силы выступает в качестве источника энергии, точка затухания колебаний – в качестве поглотителя энергии, и основной поток энергии проходит путь от точки приложения силы до точки демпфирования.



**Рис. 5.** Распределение структурной интенсивности при возбуждении колебаний в пластине при помощи точечной силы (*a*) и давления (*b*). Коэффициент демпфирования 0,6

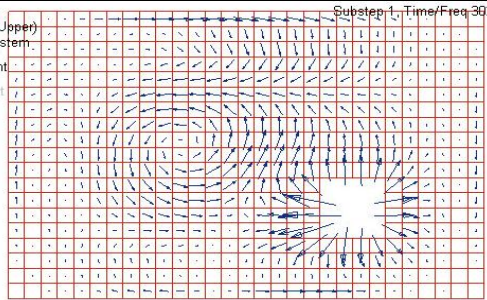
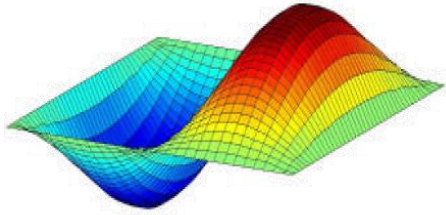
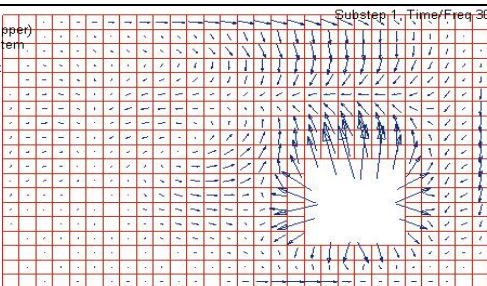
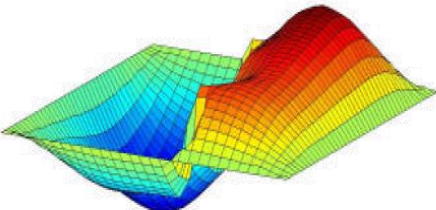
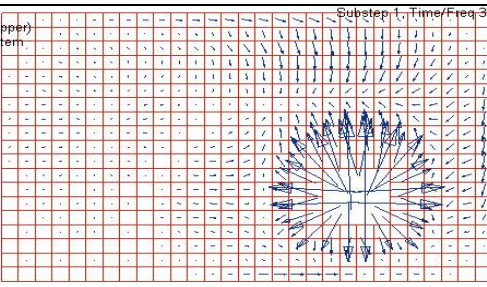
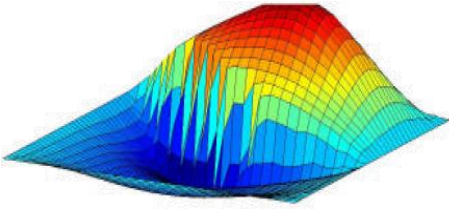
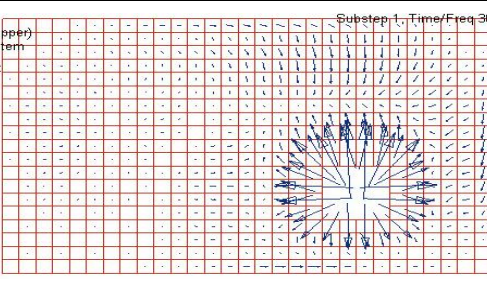
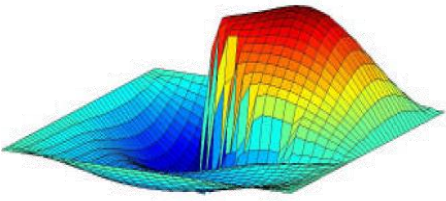


Из представленных результатов видно, что поток энергии от точки возбуждения (источника энергии) к точке демпфирования (концентратора энергии) может быть четко идентифицирован векторами Структурной Интенсивности.

Было произведено сравнение картин распределения Интенсивностей, вызванных воздействием точечной силы и давлением на несколько элементов пластины, как это представлено на рис. 5. В результате было установлено, что форма векторной картины Структурной Интенсивности не зависит от вида возбуждающей силы, при одинаковом расположении точки различие возбуждения выражается только в величине векторов.

Изучены случаи применения различных демпфирующих коэффициентов. Визуализация результирующих векторных потоков интенсивности энергии приведена в табл. 1. При использовании более высокого коэффициента затухания наблюдается потеря определенных точек демпфирования и поглощение волн всей структурой равномерно.

Таблица 1

Сравнение картин векторных полей Структурной Интенсивности в пластине при различных коэффициентах демпфирования		
		0,1
		0,3
		0,5
		0,6

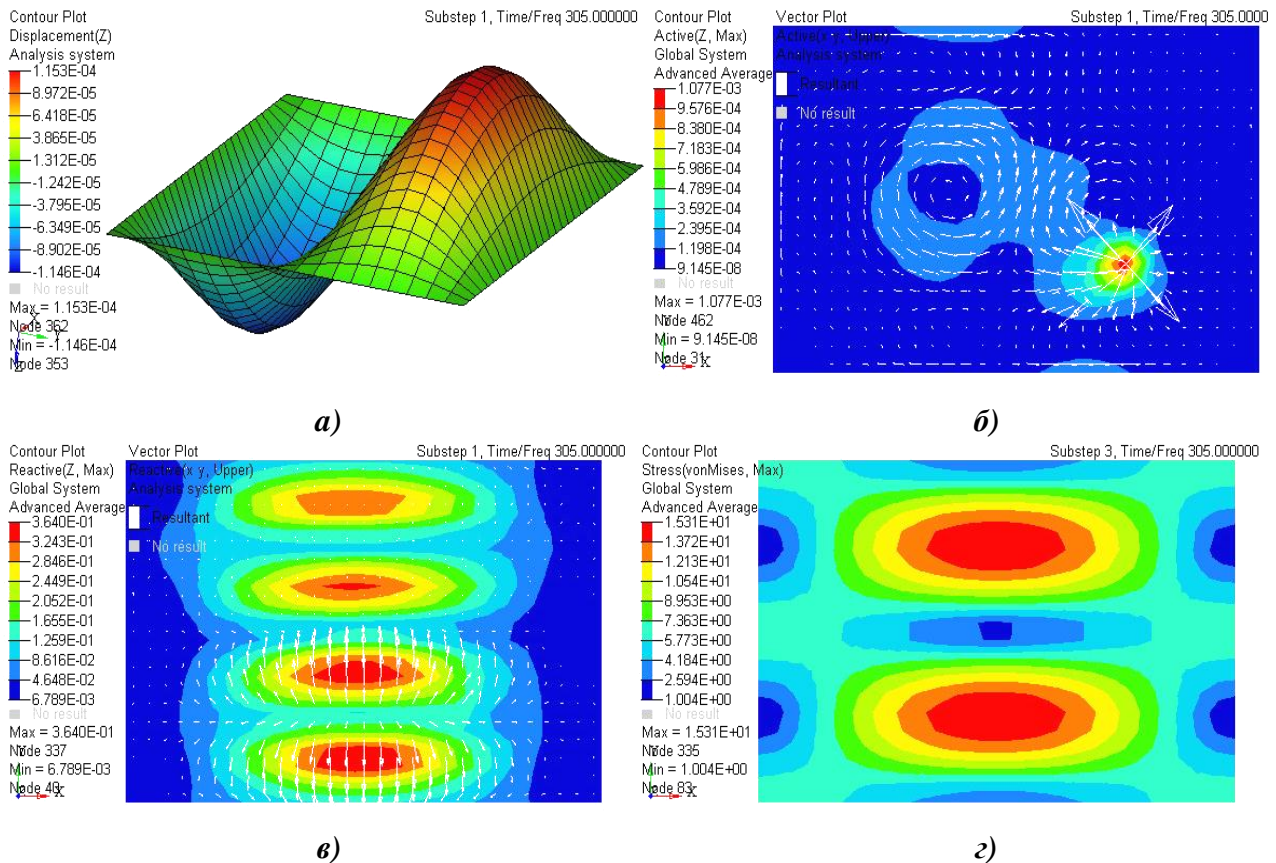


Рис. 6. Структурная интенсивность (а) на пластине; активная (б); реактивная (в); напряжения по фон Мизу (г)

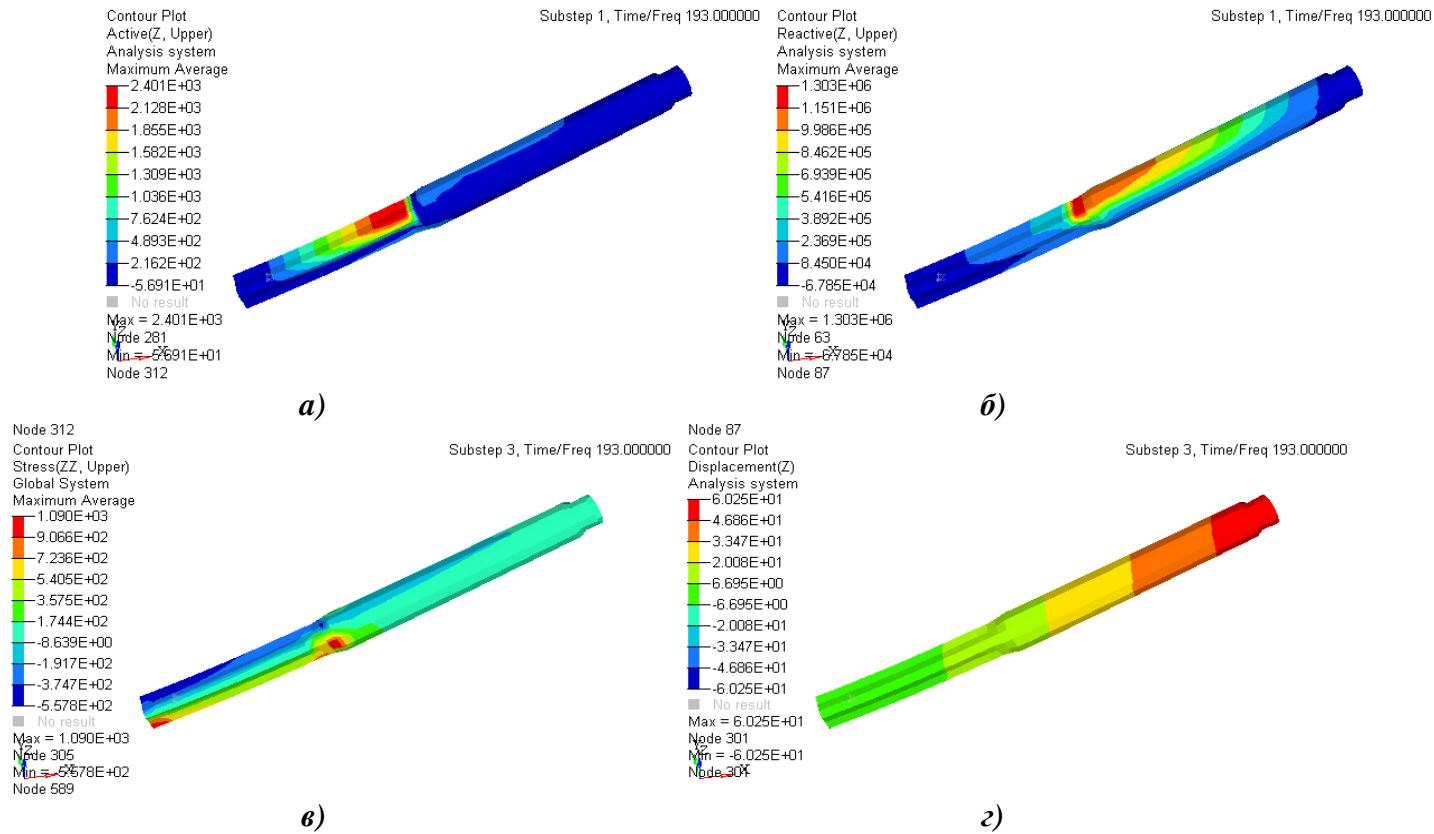
### Structural Intensity Analysis для рулевой колонки автомобиля

Техника Структурной Интенсивности успешно реализована в области вибрации элементарной пластины для определения основных путей передачи энергии. Однако на данный момент существует очень мало исследований с использованием подхода структурной интенсивности для оценки вибрации реальных структур.

В данной работе проведено численное моделирование системы для анализа и визуализации структурной интенсивности сложных структур, таких как структура частей автомобиля. Анализ Структурной Интенсивности для рулевой колонки и ее части был проведен *в их разработанных проектных состояниях*. Целью являлось исследование характеристик передачи энергии колебаний для определения доминирующего пути потока энергии.

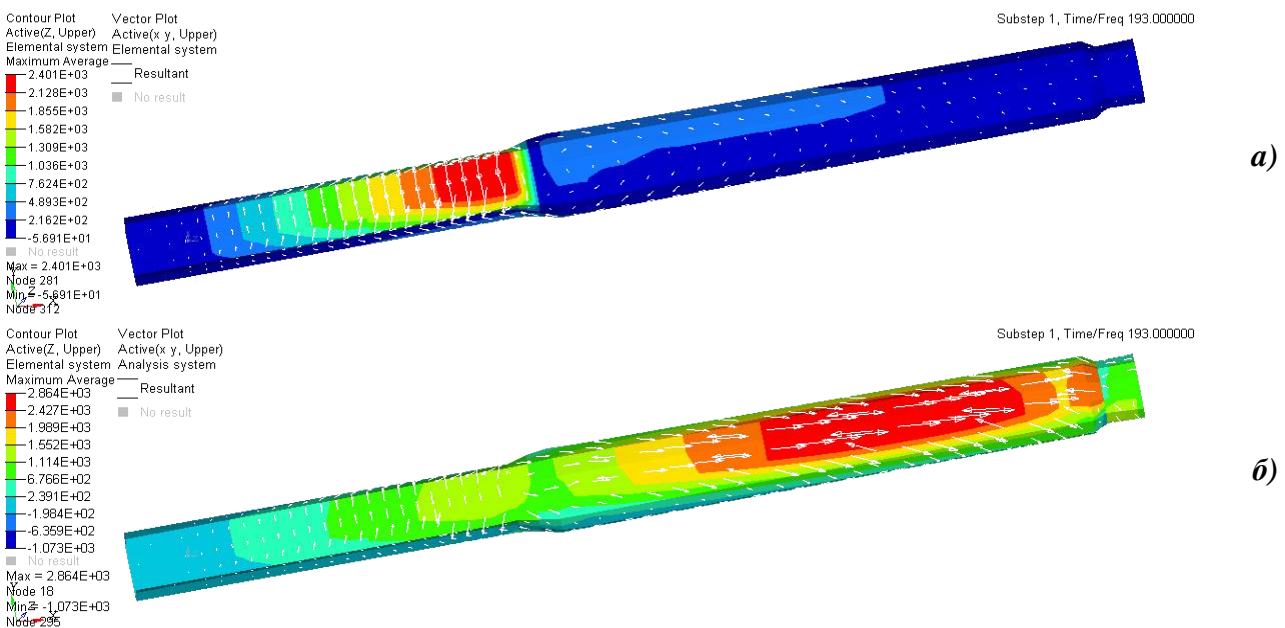
Приведена визуализации результатов воздействия силы и момента возбуждения на основную структурную деталь рулевой колонки – шпиндель, данная деталь является основным передатчиком вибрации на рулевую колонку. По результатам анализа, оценены доминирующие пути потока вибрационной энергии от источника возбуждения к деталям рулевой колонки.

Деталь шпиндель закреплена с одного конца и к другому концу приложена возбуждающая гармоническая сила. Результаты картины структурной интенсивности наблюдались при второй натуральной частоте. Из рис. 7 видно, что поля распространения вибрационной энергии, визуализированные при помощи техники структурной интенсивности, не возможно наблюдать при других видах анализа – сравнение с нижними картинками напряжений и деформации детали.



**Рис. 7. Шпиндель рулевой колонки. Активная Структурная Интенсивность (а), Реактивная Структурная Интенсивность (б), напряжение в направлении оси z (в), перемещения (г). Коэффициент затухание 0,0001,  $f=193$  Гц**

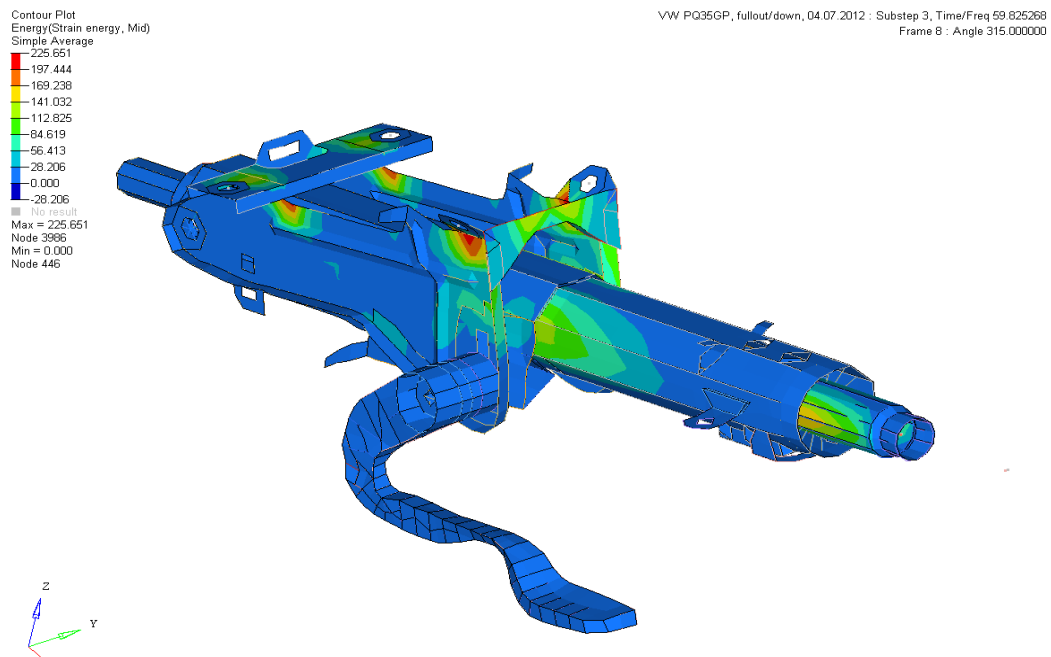
Процедура анализа проведена для различных значений поглощения колебаний структурой. На рис. 8 можно наблюдать различие в картинах распространения Активной Структурной Интенсивности (меры переносимой энергии) при различных коэффициентах затухания.



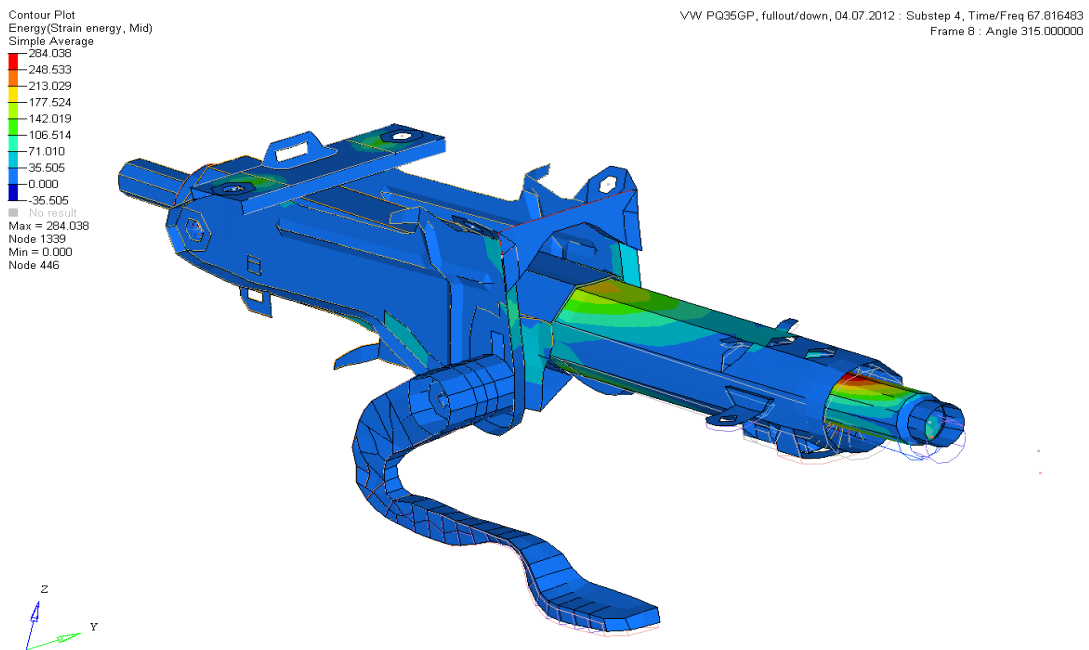
**Рис. 8. Поля Активной Структурной Интенсивности на шпинделе рулевой колонки при различных коэффициентах затухания 0.0001 (а) и 0.1 (б) колебаний в материале,  $f=193$  Гц**



В работе проведен Structural Intensity Analysis рулевой колонки автомобиля Volkswagen. Смоделированы условия закрепления модели и произведено возбуждение колебаний при помощи гармонической силы. На рис. 9 и рис. 10 показаны картины распространения полей Активной Структурной Интенсивности при первой и второй натуральных частотах. Как известно, возбуждающие колебания, совпадающие с собственными колебаниями структуры, являются наиболее опасными с точки зрения ее разрушения, поэтому исследование распространения вибрационной энергии в данных случаях является наиболее важным.



**Рис. 9. Распространение вибрационной энергии и Активная Структурная Интенсивность при первой натуральной частоте. Рулевая колонка Volkswagen**



**Рис. 10. Распространение вибрационной энергии и Активная Структурная Интенсивность**

### при второй натуральной частоте. Рулевая колонка Volkswagen Заключение

В данном исследовании разработана система численного моделирования для Structural Intensity Analysis и его визуализации, приведены его теоретические основы и осуществлено моделирование на реальных компонентах. Из Structural Intensity Analysis рулевой колонки Volkswagen удостоверено, что система моделирования может эффективно применяться для структурного анализа интенсивности и визуализации результатов на глобальной структуре автомобиля или его составных частей. Более того, установлено, что доминирующим путем передачи вибрационной энергии от источников возбуждения является шпиндель рулевой колонки, он же является деталью, воспринимающей наибольшие вибрационные нагрузки. Получена детальная информация о путях передачи вибрационной энергии по структуре рулевой колонки и установлены наиболее уязвимые с акустической точки зрения места. Данная информация не может быть получена через стандартные методы анализ структуры под нагрузкой.

Structural Intensity Analysis может быть эффективно применен для принятия надлежащих контрмер против проблемной вибрации и шума в конструкции рулевой колонки. Этот метод позволяет проводить детальное исследование в районах высокой концентрации вибрационного потока энергии, которые, следовательно, подвергаются риску повреждения или распространяют звуковые волны в окружающую среду. Он может также рассматриваться как идентификатор регионов для применения дополнительного затухания в целях снижения уровня вибрации и шума. Было показано, что Structural Intensity Analysis может выступать в качестве нового критерия надежности конструкции.

### Библиографический список

1. **Stoewer, T.** Efficiency improvements in the acoustical design of vehicle structures by means of energy flow calculation / T. Stoewer, H. Schneeweiß [BMW Group], T. Hering, Dr.-Ing. // Bös, Prof. Dr.-Ing. H. Hanselka [TU Darmstadt]: AAC conference, 2011.
2. **Hering, T.** Strukturintensitätsanalyse als Werkzeug der Maschinenakustik / T. Hering. - TU Darmstadt, 2012.
3. **Noiseux, D.U.** Measurement of power flow in uniform beams and plates // Acoustical Society of America. 1970. 47. P. 238-247.
4. **Pavic, G.** Measurement of structure borne wave intensity – Part I: formulation of the methods // Journal of Sound and Vibration. 1976. 49(2). P. 221-230.
5. **Gavric, L.** A finite element method for computation of vibration intensity by the normal mode approach / L. Gavric, G. Pavic // Journal of Sound and Vibration. Vol. 164. No. 1. P. 29-43 (1993).
6. **Hambric, S. A.** Comparison of experimental and finite element structure-borne flexural wave power measurements for straight beam / S. Hambric, A. P. D. Taylor // Journal of Sound and Vibration. 1994. Vol. 175. No. 5. P. 595-605.
7. **Kuhl, S.** Gezielte Leitung von Körperschall unter Zuhilfenahme der Strukturintensitätsrechnung / S. Kuhl. – TU Darmstadt, 2010.
8. **Кузьмин, Н.А.** Процессы и причины изменения работоспособности автомобилей: учеб. пособие / Н.А. Кузьмин; НГТУ. – Н. Новгород, 2005. – 160 с.
9. **Шапкина, Ю.В.** Влияние конструктивных параметров большегрузных автомобилей на характеристики управляемости / Ю.В. Шапкина, В.Б. Платонов // Проблемы транспортных и технологических комплексов: сб. научн. ст. III Международной научно-технической конференции, посвященной 40-летию кафедры «Строительные и дорожные машины»; НГТУ. – Н. Новгород, 2012. С. 129-131.

Дата поступления  
в редакцию 05.02.2013

N. A. Kuzmin, J. V. Shapkina, V.A. Shapkin

**THE STRUCTURAL INTENSITY ANALYSIS FOR PREDICTION OF VIBRATION ENERGY FLOW AND IMPROVEMENTS IN THE ACOUSTICAL DESIGN OF STEERING COLUMN PART**

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alexeev

**Purpose:** to develop the new system for Structural Intensity Analysis and visualization to apply for shell-element automobiles structures based on the FEM- method.

**Design/methodology/approach:** The mathematical formulation of the Structural Intensity has introduced, the numerical simulation system has implemented in ANSYS program software, the visualization technique of the vector fields of energy flow has realized in HyperView software.

**Findings:** The intensity vectors, streamline map and energy distribution in shell-elements plate under excitation force are calculated and visualized to predict mechanical energy transmission. The energy sources, sinks and transmission paths are clearly shown with visualization technique. Using the system, the Structural Intensity Analysis for the part of Steering Column was carried out to visualize structural intensity fields on the global shell-elements structure.

**Research limitations/implications:** The present study provides the new powerful tool for vibration and noise control. The application of the Structural Intensity technique together with visualization methods has improved the quality of structure-borne noise diagnostics. This method enables the investigation in the regions of high concentration of vibration energy flow which consequently is exposed to the risk of damage or is propagating the sound waves to the environment. It can be also considered as the identification of the regions for application of additional damping in purpose of lowering of vibration level and resulting noise radiation. It has been shown that the Structural Intensity Analysis can act as new criteria of reliability for structural design.

**Originality/value:** For the present moment it is quite innovative study because the structural intensity approach had been implemented for noise and vibration of real automobile structures.

*Key words:* Structural Intensity Analysis, Steering Column, vibro-acoustic behavior, FEM-modeling, noise and vibration.