

**Р. В. ПРОТАСОВ, А. В. УСТИНЕНКО, С. В. АНДРИЕНКО, В. Н. ТКАЧЕНКО**

### МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ НДС ЭВОЛЮТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ AUTODESK FUSION

В статье рассмотрены возможности программы Autodesk Fusion при проектировании зубчатых и цепных передач, а также анализ напряженно-деформированного состояния в программном модуле Simulation. Приведена методика синтеза и анализа прямозубой зубчатой и цепной передачи с эволютным зацеплением, которое характеризуется выпукло-вогнутым контактом. Тестовые расчеты напряженно-деформированного состояния и контактного давления показали сходимость результатов с аналитическими расчетами. Использование программного комплекса Autodesk Fusion позволило ускорить исследование новых эволютных передач.

**Ключевые слова:** эволютное зацепление, зубчатая передача, цепная передача, зуб, МКЭ, НДС, Autodesk Fusion, Simulation.

**Р. В. ПРОТАСОВ, А. В. УСТИНЕНКО, С. В. АНДРИЕНКО, В. М. ТКАЧЕНКО**

### МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ НДС ЕВОЛЮТНОГО ЗАЦЕПЛЕННЯ У СИСТЕМІ AUTODESK FUSION

У статті розглянуті можливості програмного комплексу Autodesk Fusion при проектуванні зубчатих та ланцюгових передач, а також аналіз напружено-деформованого стану в програмному модулі Simulation. Наведена методика синтезу та аналізу прямозубої зубчастої та ланцюгової передачі з еволютним типом зацеплення, яка характеризується опукло-увігнутим контактом. Тестові розрахунки напружено-деформованого стану та контактного тиску показали збіжність результатів з аналітичними розрахунками. Використання програмного комплексу Autodesk Fusion дозволило пришвидшити дослідження нових еволютних передач.

**Ключові слова:** еволютне зацеплення, зубчаста передача, ланцюгова передача, зуб, МСЕ, НДС, Autodesk Fusion, Simulation.

**R. V. PROTASOV, A. V. USTINENKO, S. V. ANDRIENKO, V. N. TKACHENKO**

### THE EVOLUTE GEARING STRESS-STRAIN STATE MODELING AND ANALYSIS IN THE AUTODESK FUSION

The article discusses the capabilities of the Autodesk Fusion program in the design of gears and chain drive, as well as analysis of the stress-strain state in the Simulation add-in system. The technique of synthesis and analysis of spur gear and chain drive with an involute gearing is described, which is characterized by a convex-concave contact. A simplified geometric model and finite element model was created in the software Autodesk Fusion. Test calculations of the stress-strain state and contact pressure for gear pair and pair of sprocket-bushing showed the convergence of the results with analytical calculations. The use of the Autodesk Fusion software package with Simulation supplement allowed to speed up the research of new involute gears.

**Keywords:** involute mesh, gear, chain drive, tooth, FEA, strain-stress state, Autodesk Fusion, Simulation.

**Введение. Актуальность задачи.** Современный синтез и анализ деталей машин обычно выполняется при помощи компьютерных программ. Появление высокопроизводительной компьютерной техники выводит процесс синтеза и анализа машиностроительных изделий сложной формы на новый уровень, что способствует уменьшению массы и габаритов машин и механизмов.

К изделиям сложной формы можно отнести новые зубчатые колеса и звездочки цепных передач с эволютным зацеплением, которые имеют выпукло-вогнутый контакт [1]. В работах [1–3] были рассмотрены методики синтеза рабочего профиля и переходной кривой, а в работе [4] описан процесс построения трехмерной модели в системе Pro/ENGINEER и создания на ее основе конечно-элементной (КЭ) модели для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) в САЕ-системе ANSYS. Однако эти САД- и САЕ-системы имеют низкую степень взаимной интеграции при передаче данных, а также достаточно сложны при работе с ними.

На сегодняшний день компания Autodesk предлагает САД-систему Fusion с модулем расчета НДС Simulation, работающем на методе конечных элементов (МКЭ). Система Fusion позволяет хранить файлы моделей на своем облачном хранилище, а модуль Simulation может производить расчет как на ПК пользователя, так и удаленно, на сервере Autodesk. Данные особенности позволяют существенно улучшить работу по исследованию новых зубчатых зацеплений, экономия времени на

обмене данными между исследователями и снижая требования к вычислительной мощности ПК.

**Цель работы.** Работа посвящена разработке методики построения 3D-моделей зубчатого и цепного эволютного зацеплений в САД-системе Autodesk Fusion и анализу НДС зацеплений при помощи МКЭ в САЕ-модуле Simulation. Использование данного комплекса программ позволит сократить время расчета и повысить гибкость при варьировании параметров передачи, сохранив при этом точность результатов.

**Постановка задачи.** Результатами расчетов по методикам синтеза, представленным в [1–3], являются массивы с координатами точек рабочего профиля эволютного зуба и его переходной кривой. Далее по данным массивов были построены графики, отображающие полный профиль эволютного зуба. Для решения этой задачи была выбрана система MathCAD, которая обладает удобством работы, наглядностью проводимых вычислений и отображения результатов. Однако MathCAD не позволяет выполнить исследование объемного НДС зуба. Решить подобную задачу могут такие САЕ-системы, как ANSYS, Femap, COSMOS и другие. В то же время множество типов эволютных зацеплений вынуждает провести предварительный, оценочный анализ их НДС для того, чтобы выбрать наиболее перспективные и уменьшить время на исследование. Также стоит задача обмена полученными данными между исследователями, которую может решить облачный сервис хранения данных.

На сегодняшний день система Autodesk Fusion наиболее полно удовлетворяет этим условиям.

**1. Синтез рабочего профиля и переходной кривой передачи с эволютным зацеплением.** Эволютное зацепление описывается обыкновенным дифференциальным уравнением (ОДУ) (1) для зубчатой передачи и (2) – для цепной:

$$y'' = \frac{y'(1+y'^2)}{-ky' + x}; \quad (1)$$

$$y_0'' = \frac{y_0'(1+y_0'^2)(r_0f - k)(1 - Ay_0')}{x_0(r_0f - k)(1 - Ay_0') + y_0'r_0kf}, \quad (2)$$

где  $k$  – так называемый коэффициент разновидности эволютной передачи [1];

$$A = \frac{k}{\sqrt{(r_0 - k/f)^2 + k^2}}.$$

Приближенное решение этих ОДУ было получено в работах [1, 3]:

а) в виде полинома с помощью программного комплекса Vissim,

$$y_0(x_0) = C_1x_0 + C_2x_0^3 + \dots + C_nx_0^n. \quad (3)$$

б) численно в системе MathCAD при помощи встроенной функции Rkadapt, основанной на методе Рунге-Кутты четвертого порядка.

Далее в системе MathCAD, для получения координат точек рабочей и переходной кривых была задана высокая степень точности, т.к. значительная погрешность при расчете координат проявится в переменной кривизне ("дребезг") профиля на участке в несколько точек (рис. 1). Путем тестовых расчетов и построений была выбрана точность в 7 знаков после запятой, а количество точек, описывающих рабочий профиль, задано 200. Полученные координаты точек можно экспортировать в файл Excel либо в формат csv.

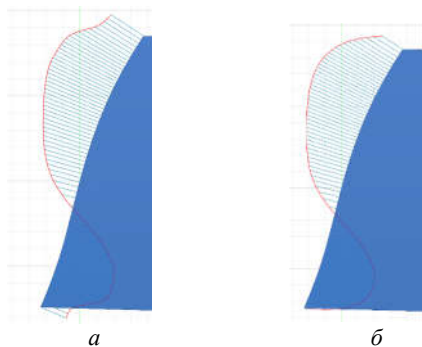


Рис. 1 – Погрешность кривизны профиля зуба эволютной шестерни при различной точности расчетов:

а – 20 точек, 3 знака после запятой;

б – 200 точек, 7 знаков после запятой

Перед импортом точек в систему Autodesk Fusion необходимо сохранить эти данные в одном файле csv. Таблица точек должна находиться в начале файла и начинаться в ячейке A1, также необходимо создать третью колонку данных с координатой по оси  $z$ . Данная колонка будет содержать нулевые значения, так как импортируемый объект – плоская кривая.

**2. Импорт координат точек эволютного профиля в систему Autodesk Fusion.** Для импорта точек в системе Fusion имеется скрипт ImportSplineCSV. При запуске скрипта система предлагает открыть файл csv и далее сама создает эскиз со сплайном, построенным по импортированным точкам. Импортированные точки не связаны с исходным файлом Excel. Изменения, вносимые в исходный файл после импорта, не влияют на геометрию в модели Fusion.

Используя инструмент "Curvature" ("Кривизна") можно проанализировать качество кривизны импортированной кривой. Как видно на рис. 2, полученный профиль зуба имеет плавное изменение кривизны, что соответствует полученным ранее результатам в системе MathCAD.

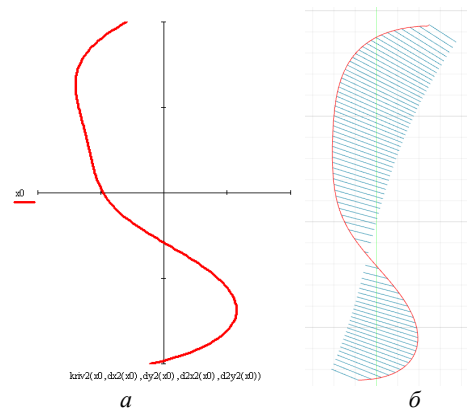


Рис. 2 – Кривизна эволютного профиля:

а – график кривизны в системе MathCAD;

б – отображение кривизны в системе Fusion

**3. Построение твердотельной и конечно-элементной моделей.** Кривая профиля эволютного зуба, импортированная в систему Fusion, расположена на делительном радиусе и симметрична относительно вертикальной оси координат. Для создания трехмерной модели была создана зеркальная копия кривой, что позволило получить полный контур впадины между зубьями шестерни или звездочки цепной передачи. Далее, используя инструменты "Extrude" ("Выдавливание") и "Circular Pattern" ("Массив по окружности"), была получена полная 3D-модель.

Для расчета НДС и контактных давлений зубчатой пары использовались секторы шестерни и колеса, а для цепной передачи – сектор звездочки и одна втулка цепи. В обоих случаях сектор состоит из пяти зубьев и обода толщиной 3 модуля [5]. Используется половина ширины шестерни и звездочки, так как расчетная модель предполагает нагрузку передачи без перекоса. Также принято допущение, что фаски и скругления не оказывают влияние на НДС, в результате чего они были удалены. В зоне контакта зубьев зубчатой передачи и контакта втулки с зубом звездочки создается область в виде полуцилиндра диаметром 1 мм. Это необходимо для задания размера КЭ, сопоставимых с размером пятна контакта. Такие упрощения позволят сэкономить время расчета и ресурсы компьютера без ухудшения точности результата.

В зубчатой передаче расчет проводился для случая контакта в полюсе зацепления, а для цепной передачи – в момент входа ролика цепи в зацепление с зубом звездочки.

#### 4. Выполнение тестовых расчетов и анализ НДС.

Переход из среды проектирования Fusion в среду расчета НДС Simulation осуществляется соответствующей командой на главной панели инструментов. Для расчета нужно внести или создать следующие данные [6]:

- указание поверхностей контакта без учета трения;
- применение свойств материала (сталь): коэффициент Пуассона  $\nu = 0,3$ ; модуль упругости  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа; плотность  $\rho = 7850$  кг/м<sup>3</sup>;
- тип конечных элементов предлагается только один – "tetrahedrons";

- размер конечных элементов был выбран системой автоматически исходя из размеров тела и кривизны поверхностей;

- создание крутящего момента на шестерне вокруг оси  $z$  величиной 280 Н·м; вокруг оси  $z$  звездочки – 2 Н·м;
- внесение граничных условий: для зубчатого колеса – полное фиксирование; для шестерни – шарнир вращения вокруг оси  $z$ ;

- внесение граничных условий: для звездочки цепной передачи – шарнир вращения с заданным крутящим моментом, для торца ролика цепи – фиксация.

В результате создания КЭ модели зубчатой пары было получено 135 тыс. узлов и 138 тыс. элементов. Для цепной передачи эти показатели составили 61 тыс. узлов и 36 тыс. элементов. На рис. 3, *a* показан общий вид КЭ модели зубчатой пары, а на рис. 3, *б* – область в зоне контакта зубьев с более мелкой сеткой.

На рис. 4, *a* показана КЭ модель цепной передачи, а на рис. 4, *б* – КЭ сетка в зоне контакта.

По результатам расчета были получены общая картина НДС и контактные давления исследуемых передач с эволютным зацеплением.

Из анализа результатов видно, что в зубчатой передаче перемещения составили 0,19 мм (рис. 5, *a*), а напряжения по Мизесу – 620 МПа (рис 5, *б*).

Анализ цепной передачи показал, что перемещения составили 0,12 мм (рис. 6, *a*), а напряжения по Мизесу – 450 МПа (рис. 6, *б*).

Также ниже рассмотрены результаты расчета контактных давлений в зубчатой и цепной передачах (рис. 7, *a*, *б*; 8).

При расчете контактных давлений по формуле Герца полученные значения одинаковы по всей длине контактной линии. Расчет с использованием МКЭ учитывает краевые эффекты, однако данная CAE-система использует конечно-элементную сетку невысокого качества, из-за чего краевой эффект в зоне контакта зубьев почти не виден. (рис 7, *б*).

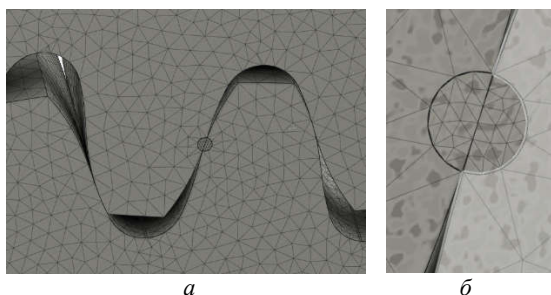


Рис. 3 – Конечно-элементная модель зубчатой пары: *a* – общий вид КЭ сетки; *б* – КЭ сетка в зоне контакта

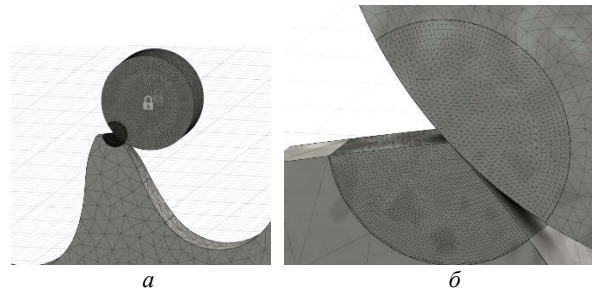


Рис. 4 – Конечно-элементная модель цепной передачи: *a* – общий вид КЭ сетки; *б* – КЭ сетка в зоне контакта

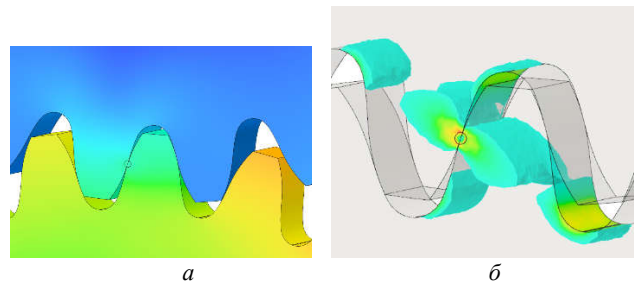


Рис. 5 – НДС зубчатой пары с эволютным зацеплением: *a* – перемещения; *б* – напряжения по Мизесу в зоне контакта

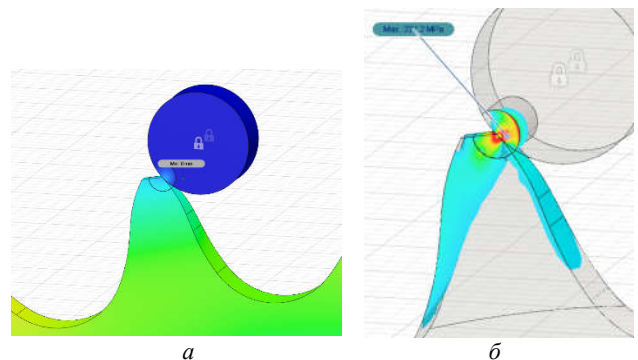


Рис. 6 – НДС цепной передачи с эволютным зацеплением: *a* – перемещения; *б* – напряжения по Мизесу в зоне контакта

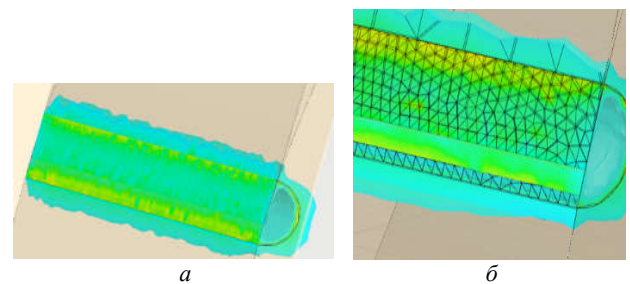


Рис. 7 – Контактные давления в зубчатой передаче: *a* – пятно контакта; *б* – краевой эффект

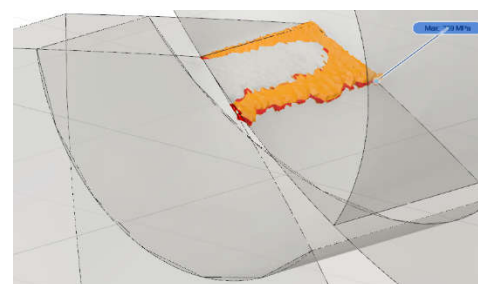


Рис. 8 – Контактные давления в цепной передаче

Как видно из рис. 7, а и рис. 8, размер КЭ в области контакта удовлетворяет условию – 4 элемента на ширину пятна контакта, что является достаточным при решении контактной задачи [6].

#### Выводы:

1. Эволютное зацепление с выпукло-вогнутым контактом позволяет повысить нагрузочную способность зубчатых и цепных передач по критериям контактной выносливости и износостойкости.

2. Многие CAD/CAE-системы имеют низкую степень их взаимной интеграции, что снижает скорость исследования новых зацеплений. Система Autodesk Fusion совместно с CAE-модулем Simulation устраняет этот недостаток.

3. Получены координаты точек рабочих профилей и переходных кривых в программе MathCAD.

4. Усовершенствованные методики построения компьютерной модели и анализа ее НДС показали высокую точность результатов, сопоставимых с полученными при помощи других CAD/CAE-систем. Общее время на подготовку модели к расчету и ее анализ оказалось ниже, чем при использовании CAD/CAE-систем от разных производителей. Основной необходимостью для этого была экономия ресурсов компьютера и времени для расчетов по МКЭ.

5. Проведен анализ НДС зуба цилиндрической и цепной передач. Определены контактные напряжения и эквивалентные напряжения по Мизесу.

6. Относительно низкая точность результатов контактных давлений в зацеплении не позволяет делать выводы о несущей способности конкретного зацепления, однако система Fusion позволяет хранить результаты на облачном ресурсе, открывать к ним доступ другим исследователям и проводить расчеты на сервере компании Autodesk. Все это дает возможность создать онлайн-базу данных по исследуемым передачам и провести предварительную оценку их НДС без необходимости длительных и ресурсоемких расчетов. Определив перспективные типы зацеплений, можно проводить их дальнейшее исследование.

#### Список литературы

1. Павлов А. И. *Современная теория зубчатых зацеплений*. Харьков, ХНАДУ, 2005. 100 с.

2. Протасов Р. В., Устиненко А. В. Построение рабочих профилей зубьев эволютных передач. *Вестник НТУ "ХПИ". Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР"*. Харьков, НТУ "ХПИ", 2010, № 19, с. 124–128.
3. Андриенко С. В., Устиненко А. В., Протасов Р. В. Численное решение задачи синтеза профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликковой передачи. *Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: Проблеми механічного приводу*. Харьков, НТУ "ХПІ", 2014, № 31 (1074), с. 11–15.
4. Протасов Р. В., Устиненко А. В., Сериков В. И. Формирование конечно-элементной модели и анализ напряженно-деформированного состояния эволютной передачи. *Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: Проблеми механічного приводу*. Харьков, НТУ "ХПІ", 2014, № 31 (1074), с. 140–144.
5. Иванов М. Н. *Детали машин. Учеб. для студентов вузов / Под ред. В. А. Финогенова*. 6-е изд., перераб. Москва, Высш. шк., 2000. 383с.
6. Чернявский И. С., Устиненко А. В. Оценка напряженности и долговечности зубчатых передач трансмиссии трактора Т-150К. *Вестник СевНТУ. Зб. наукових праць*. Вип. 133/2012. Сер.: Механіка, енергетика, екологія. Севастополь, 2012, с. 44–48.

#### References (transliterated)

1. Pavlov A. I. *Sovremennaya teoriya zubchatikh zaceplenij* [The modern theory of gearing]. Kharkov, KhNADU Publ., 2005, 100 p.
2. Protasov R. V., Ustinenko A. V. Postroenie rabochikh profilej zub'ev evolutnykh peredach [Construction work profile evolutive gear teeth]. *Vestnik NTU KhPI, Sb. nauchn. trudov. Vyp. Mashinovedenie i SAPR* [Bulletin of the NTU KhPI, Coll. of scientific papers. Series: Engineering and CAD]. Kharkov, 2010, no. 10, pp. 124–128.
3. Andrienko S. V., Ustinenko A. V., Protasov R. V. Chislennoe reshenie zadachi sinteza profilja zuba zvezdochki cepnoj vtulочно-rolikovoj peredachi [Numerical solution to the synthesis of sprocket tooth profile for bush-roller chain drive]. *Visnik NTU "KhPI". Serija: Problemy mehanichnogo privodu* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 31 (1074), pp. 10–15.
4. Protasov R. V., Ustinenko A. V., Serikov V. I. Formirovanie konechno-elementnoj modeli i analiz napryagenno-deformirovannogo sostoyaniya evolutnoj peredachi [Formation of finite-elements model and analysis of the stress-strain state of evolutive gearing]. *Visnik NTU "KhPI". Serija: Problemy mehanichnogo privodu* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 31 (1074), pp. 140–144.
5. Ivanov M. N. *Detali mashin. Uchebnik dlya vuzov / Pod red. V. A. Figenovna* [The machine parts. Textbook for universities ed. V. A. Figenovna]. Moscow, Vysh. shk. Publ., 2000, 383 p.
6. Chernyavskij I. S., Ustinenko A. V. Ocenka napryagenosti i dolgovechnosti zubchatikh peredach traktora T-150K [Estimation of stress level and durability of tractor T-150K transmission gears]. *Vestnik SevNTU. Zb. nauk prac. Vyp. Mekhanika, energetika, ekologiya* [Bulletin of the SevNTU, Coll. of scientific papers. Series: Mechanics, energetics, ecology]. Sevastopol, 2012, pp. 44–48.

Поступила (received) 01.07.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Протасов Роман Васильович (Протасов Роман Васильевич, Protasov Roman Vasylyevich)** – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший викладач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1611-0610>; e-mail: [protasov@tmm-sapr.org](mailto:protasov@tmm-sapr.org)

**Устиненко Олександр Віталійович (Устиненко Александр Витальевич, Ustinenko Aleksandr Vital'evich)** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6714-6122>; e-mail: [ustin1964@tmm-sapr.org](mailto:ustin1964@tmm-sapr.org)

**Андриєнко Сергій Володимирович (Андриенко Сергей Владимирович, Andrienko Sergej Vladimirovich)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, викладач кафедри інженерної та комп'ютерної графіки; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-37-24; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4310-3128>; e-mail: [andrisergejjsv@gmail.com](mailto:andrisergejjsv@gmail.com)

**Ткаченко Віталій Миколайович (Ткаченко Виталий Николаевич, Tkachenko Vitaliy Nikolaevich)** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри деталей машин та мехатронних систем; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-55.