

УДК 621.43.052

Стефанишин В. – ст. гр. МБа-21

Національний університет «Львівська політехніка»

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО ТУРБОКОМПРЕСОРА-ГЕНЕРАТОРА ЗАСОБАМИ MATLAB/SIMULINK

Науковий керівник: д.т.н, професор Стоцько З.І.

Stefanyshyn V.

Lviv Polytechnic National University

## STUDY OF AN ENERGY-EFFICIENT TURBOCHARGER-GENERATOR USING MATLAB/SIMULINK

Supervisor: Stotsko Z.

Ключові слова: турбокомпресор, турбокомпресор-генератор, гібридний турбонаддув, рекуперація енергії вихлопних газів, MATLAB/Simulink.

Keywords: turbocharger, turbocharger-generator, hybrid turbocharging, exhaust gas energy recovery, MATLAB/Simulink.

Підвищення паливної ефективності двигунів внутрішнього згоряння залишається актуальним питанням в сучасному автомобілебудуванні. Одним з перспективних напрямків є не лише гібридизація силової установки, а й впровадження електричних машин і в інші вузли двигуна, зокрема, систему турбонаддуву.

Традиційний турбокомпресор використовує енергію відпрацьованих газів для підвищення тиску у впускному колекторі. В такій системі частина енергії не використовується, або розсіюється. Іншою проблемою, що виникає з цього є обмеження швидкості реакції на зміну необхідного об'єму повітря.

Введення в систему електричної машини вирішує ці проблеми:

- енергія відпрацьованих газів може бути використана для генерування електричної енергії та її збереження;
- електрична машина може забезпечити обертання компресора, поки наростає тиск відпрацьованих газів і турбіна виходить на новий режим.

У зв'язку з цим актуальною є розробка імітаційної моделі, що дозволить оцінити ефективність роботи системи в різних режимах до створення фізичного прототипу.

Імітаційну модель реалізовано в середовищі MATLAB/Simulink з використанням середньозначного опису процесів у системі турбонаддуву (рис. 1) [1].

Моделювання складається з таких основних елементів:

- турбіна, компресор та електродвигун, об'єднані спільним валом;
- пропорційно-інтегральний регулятор для керування режимами роботи електродвигуна.

Баланс системи описується рівнянням:

$$\tau_t - \tau_c + \tau_e = 0 \quad (1),$$

де  $\tau_t$  — крутний момент турбіни,

$\tau_c$  — крутний момент компресора,

$\tau_e$  — крутний момент електричного двигуна-генератора.

Загальна схема моделі представлена на рисунку 1. ПІ регулятор отримує на вхід поточний тиск в впускному колекторі та референсний тиск необхідний для поточного

режиму роботи. ПІ-регулятор отримує поточний тиск у впускному колекторі та референсне значення тиску для відповідного режиму роботи. На основі похибки регулювання за законом (2) формується керуючий сигнал для контролера електричної машини, який визначає її режим роботи: асистування турбокомпресора або генерація електричної енергії.

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt \quad (2)$$

$$e(t) = p_{ref} - p_{c,out}(t) \quad (3)$$

Коефіцієнти  $K_p$  та  $K_i$  підбираються експериментальним шляхом під конкретні параметри електричного двигуна та турбокомпресора щоб забезпечити оптимальний час відгуку та запобігти осциляції тиску в впускному колекторі.

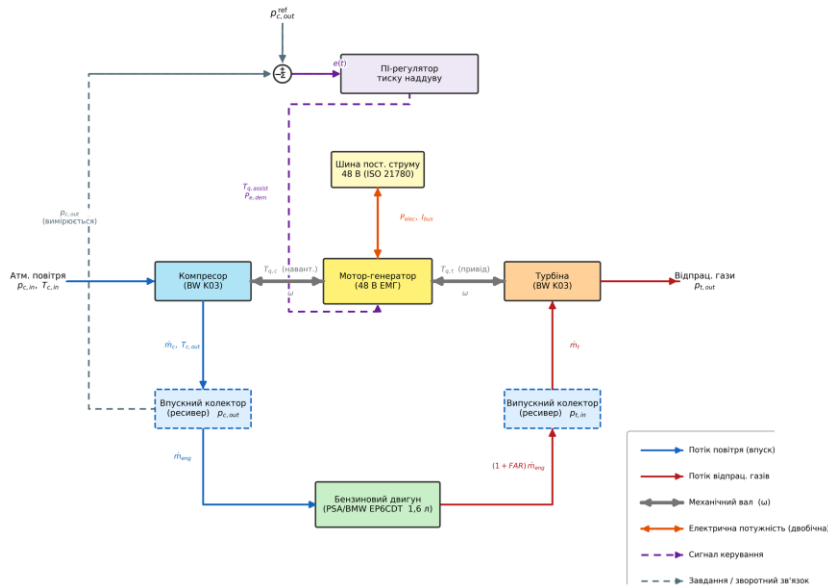


Рис. 1: Загальна модель енергоефективного турбокомпресора-генератора

Параметри системи були обрані на основі двигуна EP6CDT, об'ємом 1.6 л 115 кВт, та турбокомпресором BorgWarner K03.

Моделювання виконувалось у двох режимах:

- асистування, для пришвидшення наростання тиску в впускному колекторі при різкому відкриванні дросельної заслінки;
- генерація електроенергії в перехідному режимі при різкому закритті дросельної заслінки.

На рисунку 2 представлено графік тиску у впускному колекторі в режимі асистування. Дросельна заслінка була відкрита в момент часу  $t = 10$  с. Вхідні параметри системи передбачали, що в момент відкриття дросельної заслінки необхідний тиск наддуву виросте з 145 кПа до 190 кПа, що відповідає характеристикам обраного двигуна.

Як видно з графіку, електричний двигун зміг досягти 95% необхідного тиску за 0.97 с, на противагу 3.46 в традиційні системі.

Варто зазначити, що в цій симуляції електродвигун був обмежений крутним моментом в 0.35 Н·м та електричною потужністю 1000 Вт. До та після відкриття дросельної заслінки, частота обертання валу системи становила 13690 та 31000 рад/с відповідно.

Іншим розглянутим режимом є генерація при різкому закритті дросельної заслінки. Параметри для цього випадку були аналогічними: час події  $t = 10$  с, початковий тиск у впускному колекторі 190 кПа, тиск після закриття – 145 кПа. Генератор був обмежений аналогічним максимальним крутним моментом в 0.35 Н·м та

електричною потужністю 10000 Вт.

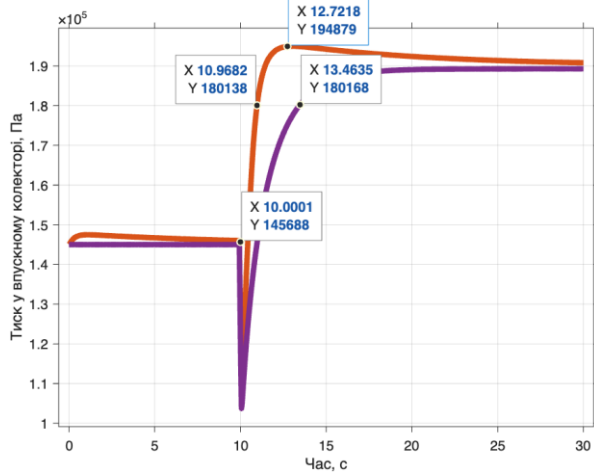


Рис. 2: Порівняння тиску у впускному колекторі

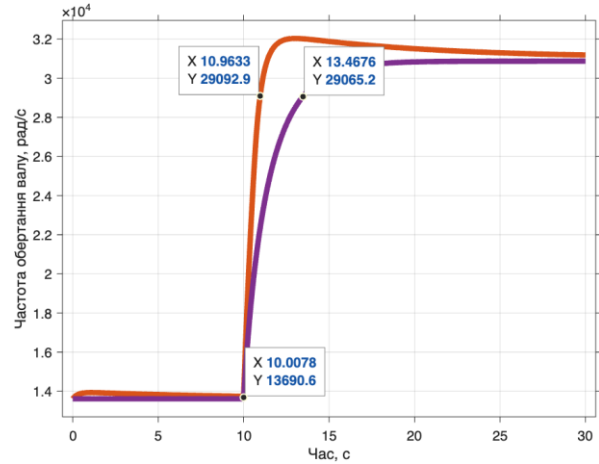


Рис. 3: Порівняння частоти обертання валу системи

Модель продемонструвала(рис. 4-5), що електричний двигун ефективно знизив тиск в впускному колекторі та загальмував вал системи за короткий проміжок часу час шляхом короточасної генерації електричної енергії потужністю 6755 Вт.

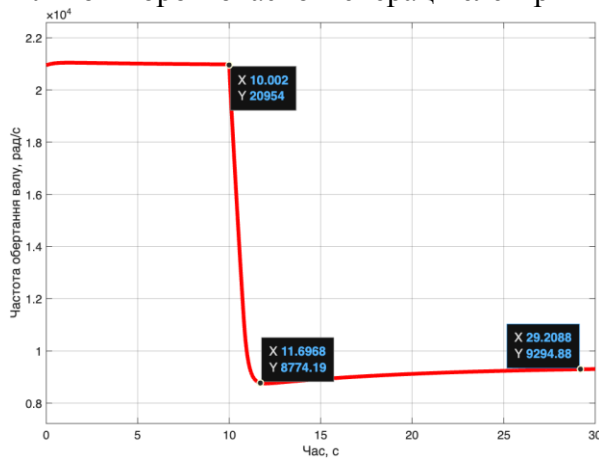


Рис. 4: Графік зміни частоти обертання валу турбокомпресора

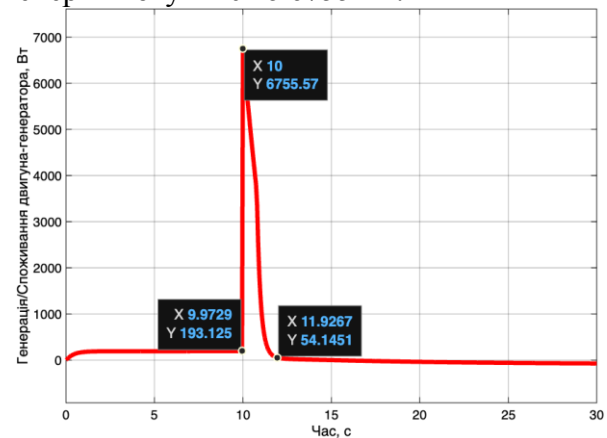


Рис. 5: Графік генерації двигуна-генератора

Основними обмеженнями поточної версії моделі є спрощений опис зміни положення дросельної заслінки, задана наперед температура випускних газів та відсутність повного зворотного впливу турбокомпресора на газодинаміку двигуна.

Проте, розроблена імітаційна модель підтверджує перспективність введення електричної машини в систему турбонаддуву для підвищення її ефективності в перехідних режимах та підтверджує її енергоефективність.

Список використаних джерел:

1. Stefanyshyn V. Energy-efficient turbocharger-generator model: Model v1.0 [Software]. Zenodo. 2026. DOI: 10.5281/zenodo.19598914.
2. Eriksson L., Nielsen L. Modeling and Control of Engines and Drivelines. Chichester : John Wiley & Sons, 2014. 560 с. doi: 10.1002/9781118536186
3. А.Г. Лал, М.С. Шелестов Аналіз існуючих систем наддуву та перспективи застосування електричного приводу у агрегатах наддуву. Internal Combustion Engines (журнал НТУ «ХПІ»). 2022. No. 1. P. 21–26. doi: 10.20998/0419-8719.2022.1.03
4. Galindo J. et al. Compressor surge enhancement strategies in automotive turbochargers. Experimental Thermal and Fluid Science. 2010. Vol. 34. P. 1558–1567. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2010.07.010