

УДК 621.436

DOI: 10.15587/1729-4061.2020.194938

Створення технологічної моделі рекуператора енергії вихлопних газів дизельного двигуна маломірного судна

О. Д. Штанько, М. Б. Літвінова, А. А. Андрєєв, М. А. Андрєєва, П. С. Савчук

Рекупераційні системи для утилізації енергії вихлопних газів дизельних двигунів, що існують, призначені для суден великого та середнього розміру. Існує потреба розробки відповідної системи рекуперації енергії відхідних газів для маломірних суден.

Створено технологічну модель рекупераційного пристрою для маломірних суден у вигляді термоелектричного генератора (ТЕГ), який працює на енергії відхідних газів. Проаналізовані технічні умови розташування ТЕГ на судні і визначені складові його конструкції. Запропоновані технічні рішення для удосконалення процесу теплопередачі енергії від газу до ТЕГ, а саме: використання термоелектричних модулів (ТЕМ), що мають робочу температуру вище 1000 °С; застосування квадратної форми перерізу трубопроводу і розміщення спіралеподібного циліндра всередині трубопроводу генератора.

На підставі результатів теоретичних обчислень досліджено теплову модель термоелектричного генератора і розраховані технологічні параметри використання ТЕМ для забезпечення максимального значення ККД ТЕГ. Встановлено необхідність поділу генератора на три складові секції, що працюють як окремі генератори. Показана можливість одержання при використанні ТЕГ до 0,8 кВт електричної енергії, якщо частота обертання валу дизельного двигуна дорівнює 1500 об/хв.

Запропоновано оптимальний спосіб використання електричної енергії генератора, що полягає у застосуванні мотор-колеса. Функцією мотор-колеса обрано перетворення надлишкової електричної енергії ТЕГ в механічну енергію (в допомогу основному двигуну) в межах комплексного підвищення ККД використання палива. Надано відповідну схему під'єднання мотор-колеса до енергосистеми судна.

Вказані шляхи підвищення ККД термоелектричного генератора та розширення можливостей його застосування на маломірних судах

Ключові слова: рекуперація енергії, дизельний двигун, маломірні судна, термоелектричний генератор, вихлопні гази

1. Вступ

Дефіцит енергоресурсів, прагнення до застосування «зелених технологій» створюють потребу поліпшення ефективності та екологічних показників суднових енергетичних установок. Цю потребу зафіксовано вимогами Міжнародної морської організації (International Maritime Organization) у Додатку VI до Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення з суден. Виходячи з цього, існує актуальна науково-технічна проблема у галузі енергозберігаючого машино-

будування: удосконалення системи рекуперації енергії судових двигунів для збільшення ККД використання палива.

Значна частина (25–30 %) енергії судового дизельного двигуна викидається у вигляді теплової енергії вихлопних газів, що актуалізує завдання її рекуперації. Одним зі шляхів вирішення такого завдання є розробка та удосконалення термоелектричних генераторів (ТЕГ), що встановлюються на вихлопну трубу судового двигуна. В результаті енергія вихлопних газів спрямовується на електрозабезпечення судна, що дозволяє усунути з системи його електричного постачання електромеханічний генератор.

Аналітичні розрахунки свідчать [1], що підвищення цін на паливо має значно більший вплив на транспортні витрати з перевозу вантажів на водних, ніж на інших видах транспорту. На цей час існує стійка тенденція подорожчання дизельного палива і відповідне зростання частки його ціни у вартості товару, що перевозиться водними шляхами. Зростання ККД палива хоч на декілька відсотків завдяки впровадженню системи рекуперації енергії вихлопних газів двигуна, може суттєво вплинути на зниження загальної вартості та екологічність перевезень на маломірних судах.

2. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

На великих спеціалізованих судах енергія вихлопних газів використовується у когенераційних установках для спільного вироблення механічної та електричної енергії. У дослідженні [2] розглядається відповідний принцип дії судових теплових машин, механічна енергія яких приєднується до енергії основного двигуна. У гібридній судовій енергетичній установці двигун Стірлінга може бути пов'язаний з колінчастим валом через гідromуфту або працювати на електрогенератор. Проте гібридна установка має значні масогабаритні характеристики і високу вартість.

Більш перспективним для сучасних дизельних двигунів є, по-перше, застосування циклу Ренкіна а, по-друге, – новітніх розробок турбокомпресорів з оборотною електричною машиною на вісі. Перше досліджено в роботі [3], як засіб оптимізації термодинамічних характеристик судової дизель-електричної станції з комбінованою системою утилізації теплоти відпрацьованих газів та системою охолодження дизеля. Друге, за даними роботи [4], дозволяє утилізувати теплоту відпрацьованих газів на тих режимах, на яких вона є надлишковою, та підкручувати ротор турбокомпресора на інших режимах. Недоліком є проблема охолодження електричної машини. Загальним недоліком обох підходів є те, що на маломірних судах зі стаціонарними двигунами з потужністю близькою до 100 кВт місця для розглянутих рекупераційних систем, як правило, немає. Крім того, їх обслуговування несе за собою невиправдані додаткові витрати. Тому для маломірних суден оптимальним рішенням є використання термоелектричного генератора, в якому відбувається пряме (без додаткових охолоджувачів) перетворення теплової енергії в електричну. Такій ТЕГ не повинен мати рухомих деталей і не вимагати додаткового обслуговування.

Технічні розробки з рекуперації енергії вихлопних газів судових двигунів із застосуванням ТЕГ базуються на відповідних розробках для автомобільних двигунів внутрішнього згоряння. Наприклад, авторами [5] за даними від General

Motors здійснено моделювання процесів передачі теплової та електричної енергії в ТЕГ із застосуванням поділу ТЕГ на секції. У розвитку такої ідеї у дослідженні [6] запропоновано структурний поділ термоелектричного генератора на три секції, які працюють як окремі термоелектричні генератори. Здійснений розрахунок ТЕГ, що використовує повітряне охолодження. Розглянуто введення всередину газового потоку полого циліндра з поздовжніми ребрами на поверхні для поліпшення теплопередачі за рахунок випромінювання. Однак позначені розробки, в першу чергу, стосуються бензинових двигунів в той час, як суднові двигуни є дизельними. Такі двигуни, при однаковій потужності з бензиновими, мають більший об'єм і більш низьку температуру вихлопних газів. Крім того, для одержання оптимального ККД двигуна діаметр вихлопної труби в дизельних двигунах є збільшеним. Таким чином, змінюються параметри теплового обміну і технічні умови оптимального функціонування ТЕГ. Виникає необхідність проведення окремих розрахунків для температурних параметрів вихлопної системи дизельного двигуна.

Відповідні дослідження були здійснені у роботі [7] під час проектування термоелектричного генератора для дизельного двигуна вантажівки потужністю 330 кВт. Недоліком вказаного проекту є те, що для запобігання перегріву термоелектричних модулів система доповнюється байпасом, через який відводиться надлишок вихлопного газу. Таким чином температура модулів підтримується на максимально допустимому рівні, однак відбувається втрата частини енергії, що має підлягати рекуперації.

Певні модифікації експериментальних і промислових конструкцій ТЕГ для суднових дизельних двигунів розглянуті у роботах [8, 9], відповідно. Такі конструкції використовують термоелектричні модулі (ТЕМ) на основі Bi_2Te_3 з граничною верхньою температурою 350–550 °С (залежно від модифікації модуля). Тому в технологічній схемі ТЕГ принципово застосовується або розширення трубопроводу вихлопної системи, або створення байпаса для вихлопного газу. Наведені особливості конструкції гарантують працездатність генератора і знижують температуру вихлопного газу до вказаного діапазону. Проте відбувається зниження градієнту температур і відповідне зниження ККД ТЕГ.

Таким чином, доцільним є проведення дослідження для створення технологічної схеми суднового ТЕГ для маломірних суден, що не має розглянутих недоліків. У підсумку також актуалізується завдання створення системи перетворення залишкової електричної енергії в механічну енергію (в допомогу основному двигуну) в межах комплексного підвищення ККД використання палива.

3. Ціль та задачі дослідження

Мета роботи полягає у створенні технологічної моделі рекупераційного пристрою для маломірних суден у вигляді термоелектричного генератора, який працює на енергії відхідних газів. Це дасть можливість забезпечити підвищення ККД використання палива на судах такого типу.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

– проаналізувати технічні умови розташування термоелектричного генератора і визначити складові конструкції ТЕГ;

- дослідити теплову модель термоелектричного генератора і розрахувати технологічні параметри використання термоелектричних модулів для забезпечення максимального значення ККД ТЕГ;
- визначити оптимальний спосіб використання електричної енергії генератора.

4. Аналіз технічних умов розташування і визначення складових конструкції термоелектричного генератора

В сучасних маломірних судах для стаціонарних дизелів використовується як «мокрый» так «сухий» вихлоп газу з двигуна. «Мокрий» вихлоп передбачає випуск газу через шар заборотної води. Для запобігання доступу води до трубопроводу і двигуна в вихлопній системі передбачені пристрої, що розташовуються в началі і кінці трубопроводу. Ці пристрої заважатимуть установці ТЕГ. «Сухий» вихлоп використовує глушник з відведенням газу вище рівня заборотної води. Така вихлопна система не має додаткових пристроїв і надає можливість реалізувати оптимальне розташування генератора вздовж труби (рис. 1).

Для зменшення теплових втрат генератор має знаходитися ближче до джерела теплової енергії, тобто до двигуна (позиція 1 на рис. 1). Цієї умові відповідає положення ТЕГ на трубопроводі (позиція 4 на рис. 1) за колектором (позиція 2 на рис. 1).

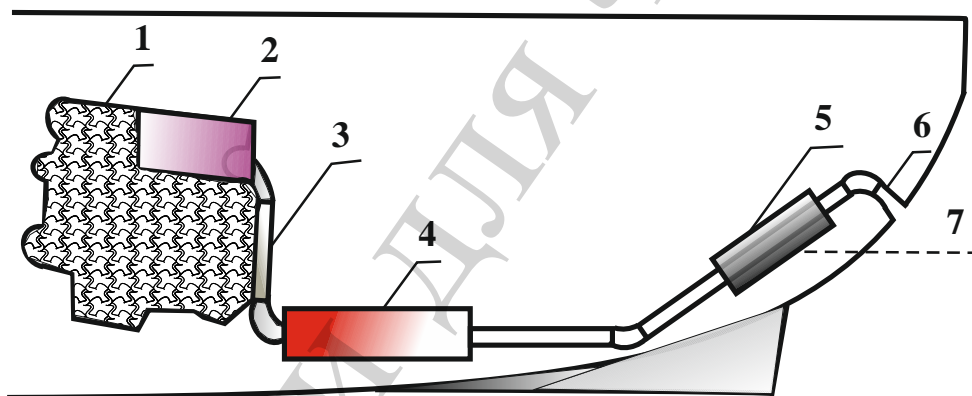


Рис. 1. Принципова схема розташування ТЕГ: 1 – двигун; 2 – колектор; 3 – гнучкий металевий рукав з утеплювачем; 4 – ТЕГ; 5 – глушник; 6 – вихлопний отвір; 7 – ватерлінія

Приймачем відпрацьованого газу після генератора також є трубопровід. При такому розташуванні існує ризик виходу ТЕГ із ладу при різкому збільшенні температурі газу у випадку відсутності тиску води в системі охолодження. Тому першими за рухом газу розташовуються двокаскадні термоелектричні модулі (ТЕМ), що мають робочу температуру вище 1000 °С. ТЕМ з відповідними характеристиками є, наприклад, ALTEK 1024 або ALTEK 1023 [10]. Запропоноване технічне рішення дає можливість у випадку перевищення температури не застосовувати байпас для окремого відведення газу від генератора. Крім цього, позначені термоелектричні модулі герметично упаковані в сталевий корпус і тому їх можливо встановлювати у вологому середовищі.

Промислові ТЕМ є плоскими. Кругла форма трубопроводу вимагає додаткових пристроїв для їх розташування, що знижує ККД генератора. Для оптимального розміщення термоелектричних модулів переріз генератора має бути квадратним з відповідною заміною частки трубопроводу (всередині генератора). Площа перерізу ТЕГ зберігається постійною і рівною площі внутрішнього перерізу вихлопної труби двигуна. Така умова забезпечує відсутність збільшення механічного опору руху газу і об'єму трубопроводу. Як наслідок, з одного боку, не відбувається зниження температури газу і відповідного зниження ККД ТЕГ. З другого боку, відсутній вплив генератора на роботу двигуна.

Відповідний розмір сторони квадратного перерізу трубопроводу d_i дорівнюватиме:

$$d_i = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\pi} \cdot d, \quad (1)$$

де d – діаметр вихлопної труби двигуна.

Матеріалом трубопроводу має бути нержавіюча сталь товщиною не менше ніж 2 мм. Звідси зовнішній розмір трубопроводу d_0 дорівнюватиме:

$$d_0 = d_i + 0,4 \text{ см.} \quad (2)$$

Якщо $d_0 < 100$ мм, то під кожен ТЕМ генератора треба встановлювати мідну прокладку товщиною $d_m = (100 - d_0)$ мм.

При налаштованій роботі двигуна вихлопний газ не містить вуглецю і є прозорим. У прозорому газі теплообмін може відбуватися тільки конвекцією. Збільшення теплопередачі можна здійснити за рахунок випромінювання. Для цього пропонується помістити всередину трубопроводу порожній циліндр, що буде розігріватися газом і випромінювати додаткову енергію до стінки трубопроводу (рис. 2).

Для ефективного перемішування газу циліндр пропонується виготовляти з нержавіючої сталі у вигляді смужки малої товщини (1–2 мм), що закручується спіраллю (спіралеподібний циліндр С на рис. 2). Проміжок між вітками спіралі забезпечує ефективне перемішування газу. Кругла форма циліндру та його гнучкість надає можливість легкого встановлення циліндру всередину трубопроводу складної форми. Діаметр циліндру визначається за половинною площею трубопроводу і має значення:

$$d_c = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot d. \quad (3)$$

Проміжок між вітками спіралі має бути рівним ширині смужки, з якої вона виготовлена. У цьому випадку внутрішня сторона смужки також братиме участь у променевому обміні енергією, як і зовнішня сторона. При цьому за ра-

хунок ефективного перемішування газу площа активної випромінювальної поверхні циліндра відповідатиме половині площі поверхні трубопроводу.

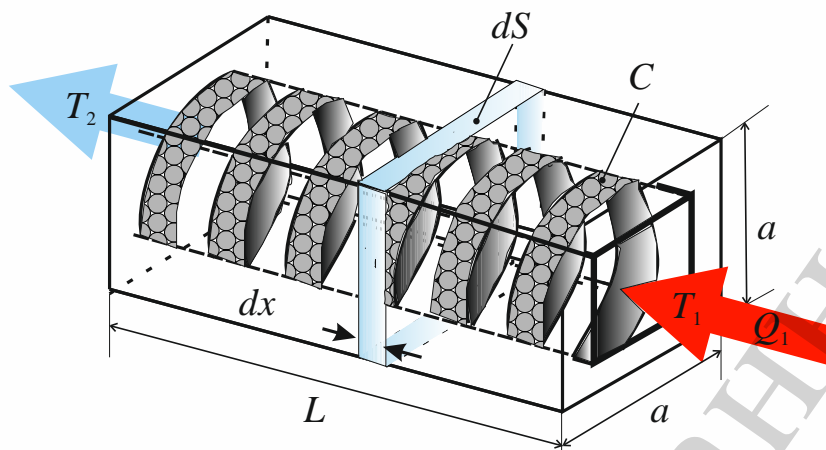


Рис. 2. Модель теплопередачі на відрізку трубопроводу всередині ТЕГ: T_1 – температура газу на початку, T_2 – наприкінці трубопроводу; C – спіралеподібний циліндр

5. Дослідження теплової моделі термоелектричного генератора

5. 1. Визначення параметрів теплообміну в трубопроводі термоелектричного генератора

Для розрахунку параметрів ТЕГ треба визначити параметри теплообміну в трубопроводі генератора, а саме: швидкість руху вихлопного газу залежно від внутрішнього діаметру вихлопної труби, температуру і теплоємність газу, коефіцієнт передачі тепла від газу до стінки трубопроводу.

Визначення швидкості вихлопного газу залежно від внутрішнього діаметру вихлопної труби. Розглянемо процес випуску відпрацьованих газів. У чотирьохциліндровому дизельному двигуні витік газу через вихлопний трубопровід відбувається двічі за оберт його валу. Для високооборотного двигуна (частота обертання більше 1000 об/хв.) процес зниження тиску газу апроксимується експонентою (параметри експоненти залежать від моделі і частоти обертання валу двигуна [11]), яка за довжиною вихлопної труби убуває достатньо повільно. Така залежність для спрощення розрахунків дозволяє застосовувати модель руху газу з постійною швидкістю.

Внутрішній діаметр вихлопного трубопроводу, зазвичай, дорівнює або більше внутрішнього діаметру труби колектора. Останній дорівнює діаметру циліндра двигуна. Було здійснено аналіз залежності між внутрішнім діаметром вихлопної труби d судових стаціонарних дизельних двигунів та їх потужністю P за технічним описом двигунів різних виробників [12–14]. Узагальнені результати аналізу наведені у табл. 1.

Оскільки за одне обертання вибувається два випуски газу в колектор, то об'ємна швидкість випуску вихлопного газу U прямопропорційна частоті обертання валу n і половинному робочому об'єму двигуна W :

$$U = \frac{1}{2} \cdot W \cdot n \cdot \frac{10^{-3}}{60} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4)$$

Таблиця 1

Залежність між діаметром вихлопної труби та потужністю двигуна

P , к.с.	до 40	40–55	55–80	80–130	130–180
d , мм	50	60	80	90	110

Лінійна швидкість руху газу через генератор з внутрішнім перерізом S_G складає:

$$V = \frac{U}{S_G} = \frac{U}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{W \cdot n}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{4 \cdot 10^{-3}}{120}.$$

Таким чином одержимо:

$$V = \frac{W \cdot n}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{10^{-3}}{30} \text{ м/с}. \quad (5)$$

Визначення температури вихлопного газу. Температура T_g газу, який виходить з циліндрів дизельного двигуна, залежить від навантаження двигуна і за даними досліджень [15] знаходиться в межах 700–800 К. Відповідне середнє значення T_g складає 750 К. За рахунок динамічного охолодження середня температура газу, що надходить з колектора до ТЕГ (T_1 на рис. 2) складає

$$T_1 = 0,95 \cdot T_g \cong 700 \text{ К}. \quad (6)$$

Визначення теплоємності вихлопного газу. Склад вихлопного газу і, відповідно, його молярна теплоємність C_p , обумовлені процесом згорання паливоповітряної суміші в циліндрі двигуна. Підчас згорання частина кисню випалюється і замінюється газами, серед яких за об'ємним вмістом домінують, оксиди азоту (76–78 %) та діоксид вуглецю (1–5 %) [11]. Теплоємність вказаних газів є вищою, ніж у кисню, що обумовлює збільшення C_p отриманої газової суміші по відношенню до теплоємності повітря. Ступінь збільшення визначається відсотковою частиною випалення кисню за коефіцієнтом надлишку повітря α (співвідношення кількості повітря й палива в горючій суміші) відповідно до технічних параметрів двигуна. Межі значень коефіцієнту α для різних типів двигунів за даними роботи [15] наведено в табл. 2.

Середнє значення з тих, що наведені в табл. 2 дорівнює двом ($\alpha=2$). Для розрахунків питомої теплоємності вихлопного газу використовується середня питома теплоємність його складових. Для $\alpha=2$ і температури газу в діапазоні від

0 до 700 °С в табл. 3 за роботою [15] надані середні значення питомої теплоємності $\mu \cdot C_p$ (μ – молярна маса газу).

Таблиця 2
Межі значень коефіцієнту α для різних типів двигунів

Тип двигунів	α
Низькооборотні	1,8 2.2
Середньооборотні	1,5 2.1
Високооборотні	1,9 2.3

Залежність $\mu \cdot C_p(t)$, що одержана за даними табл. 3, апроксимується лінійною функцією

$$\mu \cdot C_p = 30,10 + 0,00327 \cdot t \quad (7)$$

з похибкою, що не перевищує $\pm 0,007$ кДж/К.

Таблиця 3
Температурна залежність середньої питомої теплоємності $\mu \cdot C_p$ вихлопного газу

Температура $t, ^\circ\text{C}$	0	100	200	300	400	500	600	700
$\mu C_p,$ кДж/(кмоль·К)	29,808	30,032	30,285	30,615	30,963	31,338	31,716	32,095

Визначення коефіцієнту теплопередачі. Без спеціальних конструктивних доробок теплообмін у трубопроводі генератора відбувається тільки за рахунок конвекції. Теплопередача залежить від швидкості руху газу, площі дотику між газом і трубопроводом, діаметра трубопроводу і якості його поверхні. Останні фактори впливають на коефіцієнт конвективної теплопередачі α з урахуванням того, у якому режимі відбувається рух газу – турбулентному, перехідному або ламінарному. За умовою турбулентного режиму (число Рейнольдса $Re > 5 \cdot 10^3$) значення коефіцієнта α визначалося по багатофакторним графічним залежностям, наведеним в [16]. За сукупністю параметрів ці залежності апроксимуються виразом:

$$\alpha = K_t (g \cdot V + 2,5) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (8)$$

де V – швидкість газу, g – коефіцієнт, що залежить від внутрішнього діаметру труби генератора d (значення наведено у табл. 4).

Таблиця 4
Значення коефіцієнту

$d, \text{ мм}$	40	50	70	100	150
g	2,7	2,4	2,3	2,0	1,8

K_t – поправка на неізотермічність [16] при охолодженні газу, що знаходиться за формулою:

$$K_t = 0,090(T - 273) + 1,4. \quad (9)$$

Таким чином, для заданого діаметру труби генератора коефіцієнт α визначається аналітично, що є зручним для застосування у розрахунковій моделі теплопередачі.

5. 2. Розрахунок технологічних параметрів використання термоелектричних модулів для забезпечення максимального значення ККД ТЕГ

Методику знаходження потужності ТЕГ, з урахуванням конвективної та випромінювальної передачі енергії від газу до стінки трубопроводу, розглянуто у роботі [6]. Було одержано відповідну систему чотирьох рівнянь.

Перше рівняння визначає енергію dQ , що передається газом через елементарну поверхню стінки dS трубопроводу (рис. 2) за одиницю часу, з урахуванням випромінювання спіралеподібного циліндру:

$$dQ = \left[\frac{1}{2} \varepsilon \sigma (T_C^4 - T_S^4) + \alpha (T_G - T_S) \right] dS = p(T) \cdot dS, \quad (10)$$

де: ε – коефіцієнт сірості матеріалу стінки (для сталі, що покрита шаром сажі, $\varepsilon=0,80$); σ – коефіцієнт Стефана-Больцмана; α – коефіцієнт теплопередачі вихлопного газу; p – теплова потужність, що поглинається одиницею поверхні стінки; T_G – температура газу; T_S – температура стінки трубопроводу, T_C – температура циліндра.

Друге рівняння пов'язує температуру газу T_G , циліндра T_C і стінки трубопроводу T_S :

$$m\alpha \cdot (T_G - T_C) = \frac{1}{2} \varepsilon \sigma \cdot (T_C^4 - T_S^4), \quad (11)$$

де m – відношення загальної площі поверхні спіралеподібного циліндра до площі, з якої відбувається передача випромінювальної енергії стінці генератора (при розрахунку $m=3$).

Третє рівняння визначає площу S , на якій температура газу з початкової T_1 знизиться до кінцевої T_2 (рис. 2):

$$S = C_p a^2 V \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{p(T)}, \quad (12)$$

де a – сторона квадратного перерізу трубопроводу (рис. 2).

Четверте рівняння визначає величину інтегральної потужності P , що залишена відхідним газом генератору:

$$P(T_2) = C_p \cdot a^2 \cdot V \cdot (T_1 - T_2), \quad (13)$$

де V – лінійна швидкістю руху газу (знаходиться за виразом (5)).

Розв'язування системи рівнянь (10)–(13) потребує використання комп'ютерних засобів.

Комп'ютерний розрахунок за системою рівнянь здійснювався на базі програми Wolfram Mathematica 10.4 [17]. Крім параметрів теплообміну, розглянутих у розділі 5. 1, вихідними даними для розрахунку є робочий об'єм двигуна, швидкість обертання валу двигуна і площа перерізу трубопроводу генератора.

Потужність двигуна P_e знаходиться за виразом:

$$P_e = D \cdot K_n, \quad (14)$$

де D – водотоннажність судна, K_n – коефіцієнт витрат потужності, що залежить від швидкості руху. Водотоннажність дорівнює

$$D = S_T \cdot L \cdot B \cdot \rho, \quad (15)$$

де S_T – коефіцієнт повноти водотоннажності, L – довжина судна, B – його ширина, ρ – щільність води, що залежить від її складу.

При довжині судна $L=12$ м (яхта або невелике риболовецьке судно) і відповідній ширині $B=3,5$ м рекомендоване значення $S_T=0,5$ [18]. Для прісної води та швидкості руху судна 18 вузлів $K_n=6,6$. У результаті за виразом (15) $D=21$ тонна, а за виразом (14) потужність $P_e=135$ к.с. ≈ 100 кВт. Об'єм двигуна одержаної потужності за даними різних виробників, у середньому, складає $W=4,1$ л. Діаметр вихлопної труби за табл. 1 дорівнює 110 мм. Відповідний розмір сторони квадратного перерізу трубопроводу за формулою (1) складає $d_i=88,6$ мм, а площа перерізу трубопроводу $S=7849,96$ мм². Швидкість обертання валу двигуна розглядається в межах від 1000 до 2500 об/хв.

Для максимального значення ККД ТЕГ необхідно забезпечити найбільш ефективний відбір енергії від трубопроводу всередині генератора. Це можливо за умовою максимального градієнту температури між гарячою та холодною сторонами ТЕМ. За оптимальною робочою температурою для Алтек 1024 максимальна температура внутрішньої стінки трубопроводу генератора складає 700 К. На рис. 3 представлені відповідні розрахункові графічні залежності розподілу температури вихлопного газу за довжиною трубопроводу генератора при різних значеннях швидкості обертання валу дизельного двигуна.

Для подальшого аналізу проведено поділ генератора на три складові секції, що працюють як окремі генератори (для порівняння даних з односекційним генератором). Здійснений розрахунок для одно-та- трьохсекційного генераторів. Результати розрахунку залежності теплової потужності, що поглинається стін-

кою всередині генератора, від місця положення за довжиною трубопроводу при різних значеннях швидкості обертання валу дизельного двигуна надані на рис. 4. Криві 1–5 відповідають односекційному генератору, криві 6, 7 – трьохсекційному генератору.

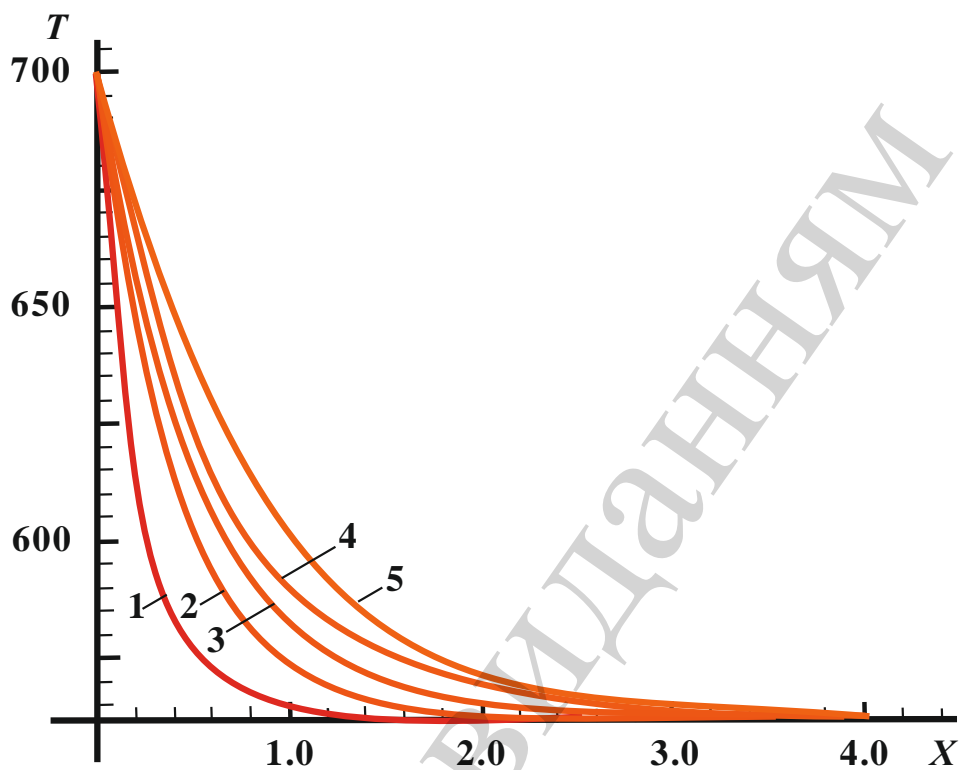


Рис. 3. Розподіл температури газу (T , К) за довжиною трубопроводу генератора (X , м) при різних швидкостях обертання валу дизельного двигуна: 1 – 500 об/хв., 2 – 1000 об/хв., 3 – 1500 об/хв., 4 – 2000 об/хв., 5 – 2500 об/хв.

Аналіз залежностей на рис. 3 і рис. 4 дозволяє заключити наступне. На відстані, що перевищує 0,4 м від початку трубопроводу, відбувається значне зниження поглинання енергії стінкою (на останні 1,2 м приходить менш 30 %). Але температура газу, природно, залишається вищою, ніж температура стінки трубопроводу (існує невикористана енергія). Тому підтверджується необхідність поділу генератора на складові секції, що за різних температурних умов працюють як окремі генератори.

Визначимо довжину кожної секції. Довжина має бути кратної розміру ТЕМ. За розмірами Алтек 1024 оптимальною довжиною першої секції є 0,4 м. При цьому секція складається з 16 ТЕМ (по чотири з чотирьох сторін).

За графічними залежностями на рис. 3 для $X=0,4$ м для другої секції можна знайти значення вхідної температури газу при різних швидкостях обертання валу. Оптимальна температура стінки генератора складає 250 °С. Аналогічно до першої секції, оптимальною довжиною другої секції є 0,4 м.

Вхідна температура газу третьої секції дорівнює вихідній температурі другої секції. Оптимальна температура стінки трубопроводу для нього складає 200 °С. Температура вихлопного газу, що надходить до третьої секції, є суттєво

більш низькою, ніж у попередніх секціях. Тому її довжина обирається більшою і складає 0,8 м (відповідно, секція містить 32 ТЕМ).

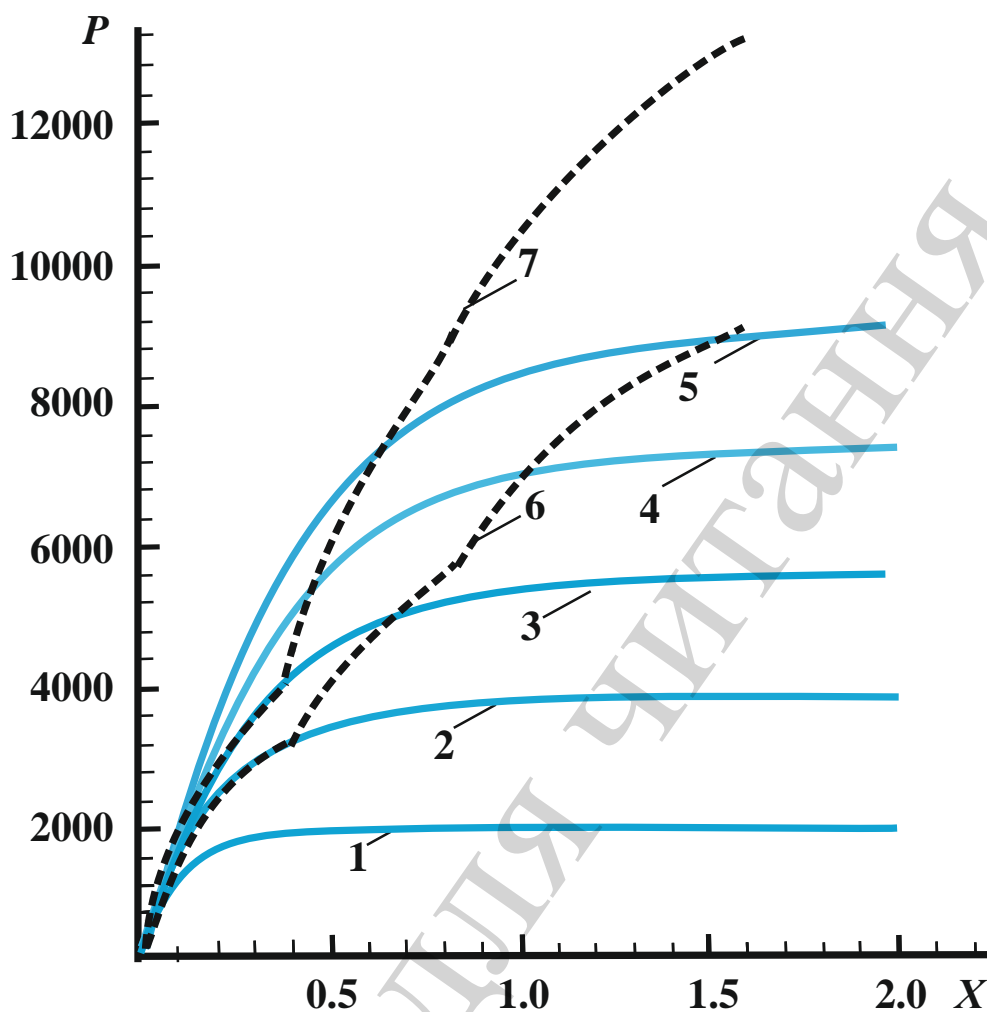


Рис. 4. Залежність теплової потужності, що поглинається стінкою всередині генератора (P , Вт), від місця положення за довжиною трубопроводу (X , м) при різних швидкостях обертання валу дизельного двигуна: 1 – 500 об/хв., 2, 6 – 1000 об/хв., 3, 7 – 1500 об/хв., 4 – 2000 об/хв., 5 – 2500 об/хв.; 1–5 – односекційний, 6, 7 – трьохсекційний генератор

Результати розрахунків, одержані для кожної секції у системі трьохсекційного генератора при швидкості обертання валу двигуна 1000 і 1500 об/хв., представлені на рис. 4 кривими 6 і 7, відповідно. З рис. 4 видно, що порівняно з односекційним генератором, при обох значеннях швидкості обертання валу двигуна має місце значне (майже у три рази) зростання ефективності відбору енергії. Результати відповідного розрахунку за всіма швидкостями обертання двигуна наведено у табл. 5.

За наближеною моделлю [6] генеративний термоелектричний модуль може розглядатися в якості регульованого тепловим потоком джерела напруги з певним внутрішнім опором. При цьому ККД перетворення потужності теплового потоку η визначається за формулою:

$$\eta = \frac{\Delta T}{\Delta T_0} \cdot \eta_0, \quad (16)$$

де: η_0 і ΔT_0 – за паспортними даними ТЕМ, відповідно, його ККД і різниці між максимальною і мінімальною температурою для гарячої для холодної сторони модуля; ΔT – реальна різниця температур між гарячою і холодною стороною модуля.

Таблиця 5

Потужність поглинання енергії стінкою генератора і загальна електрична потужність ТЕМ

Частота, об/хв.	500	1000	1500	2000	2500
Потужність, кВт					
Секція 1	1,7	3,4	4,8	5,1	6,1
Секція 2	1,3	2,4	4,0	5,4	5,8
Секція 3	1,9	3,2	4,6	7,3	9,6
Загальна електрична потужність	0,32	0,53	0,80	1,19	1,4

Розрахунок за формулою (16) дає наступні значення ККД для трьох секцій генератора: для першої секції – 7,0 %, для другої – 5,5 %; для третьої – 5,0 %. За вказаними значеннями розраховано загальну електричну потужність генератора для різних частот обертання валу двигуна. Значення потужності надані у табл. 5. Таким чином, на середині розглянутого частотного діапазону (приблизно 1500 об/хв.) потужність ТЕГ досягає 0,8 кВт. Вказана потужність, при розрахунку на спожите паливо складатиме більше, ніж 2 %.

6. Визначення оптимального способу використання електричної енергії генератора

Під час роботи двигуна електрична енергія виробляється ТЕГ постійно. Деяка її кількість споживатиметься мережею судна. Решту можна спрямувати на допомогу двигуну. Розглянемо технічні умови для забезпечення обох процесів.

Режим вироблення електричної енергії термоелектричним генератором повністю забезпечує підзарядку акумулятора системи живлення судна. Кожна з секцій ТЕГ має власну напругу. За наведеними у розділі 5. 2 даними вихідні напруги складатимуть: для першої секції – 24 В; для другої – 20 В, для третьої – 16 В. Значення напруги у судновій мережі, зазвичай, дорівнює 12 В. Тому для безпосередньої подачі енергії від секцій ТЕГ до мережі судна існує необхідність понижуючого вирівнювання цих напруг. Для цього пропонується застосувати двотактний понижуючий перетворювач напруги з подвійним регулюванням комутації LTC3802 [19].

Окремим питанням є спосіб застосування надлишкової, щодо потреб електричної мережі судна, електричної енергії ТЕГ. Якщо направити вироблену генератором енергію на розкручування валу двигуна, то можна збільшити ККД двигуна. Конструкційним продовженням розробки є заміна електромеханічного

генератора на електричний двигун, що розкручуватиме вал дизеля за допомогою пасової передачі, призначеної для генератора. Двигун повинен мати широкий діапазон швидкостей, високий момент обертання валу і, що важливо, відпрацьовану систему керування. Таким вимогам відповідає мотор-колесо, яке надає додаткову можливість генерувати електричну енергію з залишкової механічної енергії обертання валу при його гальмуванні. Схему під'єднання мотор-колеса надано на рис. 5.

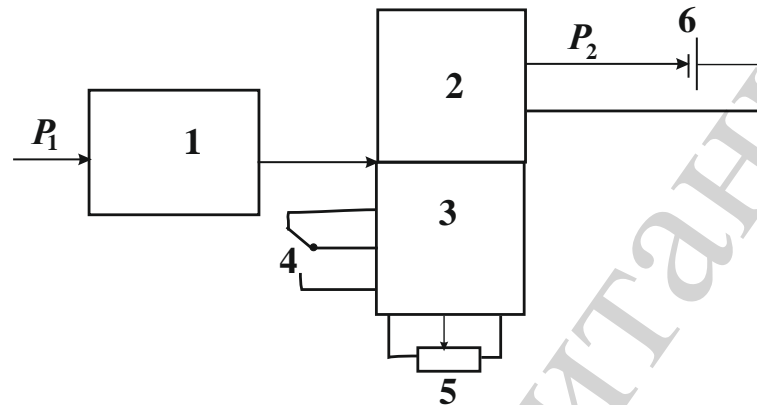


Рис. 5. Схема під'єднання мотор-колеса: P_1 – вхідна, P_2 – вихідна потужності, 1 – перетворювач напруги, 2 – мотор-колесо, 3 – контролер, 4 – перемикач режиму, 5 – регулятор швидкості руху, 6 – мережевий акумулятор

Електрична потужність мотор-колеса складатиме приблизно 300 Вт. Для такої потужності напруга, що надходить з ТЕГ, має складати 48 В. Тому треба підвищити напругу з кожної секції ТЕГ до вказаного значення за рахунок перетворювача напруги. З зазначеною метою може бути застосований чотирьохфазний синхронний підвищувальний перетворювач напруги LTC3810 [20].

Роботу мотор-колеса забезпечує контролер – пристрій, що відповідає за роботу всієї електронної системи. До нього під'єднані регулятор швидкості руху і перемикач режимів (рис. 5). Останній забезпечує перехід від подачі енергії у суднову мережу (акумулятор 6 на рис. 5) до розкручування валу двигуна. До основних функцій контролера можна віднести: подачу струму від акумулятора або ТЕГ до мотор-колеса, індикацію рівня заряду батареї, регулювання швидкості обертання валу мотор-колеса з метою економії енергії акумулятора. Управління швидкістю обертання валу мотор-колеса відбувається за рахунок зміни частоти імпульсів напруги від контролера.

7. Обговорення результатів технологічного моделювання рекуператора енергії вихлопних газів дизельного двигуна маломірного судна

Отримані результати технологічного моделювання рекуператора енергії вихлопних газів дизельного двигуна, що базуються на методах пошукового проектування. Відмінною рисою запропонованого генератора є його використання на маломірних судах, де досі енергія відхідних газів викидається назовні.

Розміщення генератора передбачається на суднах з «сухим» вихлопом, оскільки при «мокрому» вихлопі в вихлопній системі передбачені пристрої, що заважатимуть установці ТЕГ. Для виключення з вихлопної системи байпасу в структурі ТЕГ використовуються високотемпературні напівпровідникові модулі ALTEK 1024. Для підвищення тепловіддачі від газу до генератора і ефективного перемішування газу застосовується спіралеподібний циліндр (рис. 2). Циліндр виготовляється з нержавіючої сталі у вигляді смужки малої товщини, що закручується спіраллю. Кругла форма та гнучкість циліндру забезпечує його легке встановлення всередину трубопроводу складної форми.

Застосовується поділ генератора на складові секції, що за різних температурних умов працюють як окремі генератори. Розрахункові дані про розподіл температури газу за довжиною трубопроводу генератора при різних швидкостях обертання валу дизельного двигуна на рис. 3 дають можливість визначити довжину кожної секції і кількість ТЕМ (для першої і другої – 16, для третьої – 32).

Залежність теплової потужності трьохсекційного генератора, що поглинається стінкою трубопроводу в його середині, від місця положення ТЕМ за довжиною трубопроводу на рис. 4 дозволяє робити відповідні розрахунки. Так, за кривої 7 можна визначити, що при обертанні валу двигуна з частотою у 1500 об/хв. тепла потужність термоелектричного генератора складає 1300 Вт. Перетворення на електричну енергію дає відповідне значення 0,8 кВт (табл. 5). Така потужність, як мінімум, дозволяє виключити з конструкції двигуна електромеханічний генератор.

Передбачається, що енергія, яка постійно виробляється ТЕГ під час роботи двигуна, частково споживатиметься мережею судна, а решту буде спрямовано на допомогу двигуну. Для цього застосовується мотор-колесо, яке за схемою під'єднання на рис. 5 надає додаткову можливість генерувати електричну енергію і сприятиме забезпеченню бортової мережі під час її пікового навантаження.

Функціональним обмеженням запропонованої технологічної моделі ТЕГ є використання тільки високооборотних дизельних двигунів. При частоті обертання меншій, ніж 1000 об/хв. ККД ТЕГ є занадто низьким. Проте на цей час ведуться роботи по використанню для ТЕМ електронних матеріалів на основі квантових ям [8]. Їх застосування дозволить збільшити ККД в три і більше разів порівняно з ТЕМ з телуриду вісмуту. Нові матеріали нададуть можливість встановлювати ТЕГ на маломірних суднах з середньооборотними двигунами.

Подальшого вдосконалення ТЕГ вимагає утилізація тепла відхідних газів, що залишається на виході третьої секції генератора. Крім того, можливо застосування ТЕГ для рекуперації енергії, яка на маломірних суднах викидається за рахунок водяного охолодження двигуна.

8. Висновки

1. Для оптимального здійснення рекуперації енергії вихлопних газів дизельних двигунів на маломірних суднах пропонуються наступні технічні рішення:

– Встановлення термоелектричного генератора можна реалізувати на суднах, що мають «сухий» вихлоп газу з двигуна;

– для оптимального розміщення термоелектричних модулів переріз генератора має бути квадратним;

– в ТЕГ пропонується використовувати модулі, що мають робочу температуру вище 1000 °С. Це дозволяє не застосовувати байпас для окремого відведення газу від генератора, що підвищує його ККД;

– для збільшення ефективності тепловіддачі енергії вихлопного газу пропонується розміщення спіралеподібного циліндра всередині трубопроводу генератора.

2. Дослідження теплової моделі термоелектричного генератора надало можливість визначити основні параметри теплообміну в трубопроводі ТЕГ. Встановлено необхідність поділу генератора на три складові секції, що працюють як окремі генератори. Показана можливість одержання при використанні ТЕГ до 0,8 кВт електричної енергії, якщо частота обертання валу дизельного двигуна дорівнює 1500 об/хв.

3. Для безпосередньої подачі енергії від секцій ТЕГ до мережі судна існує необхідність понижуючого вирівнювання напруг від секцій ТЕГ. Для перетворення надлишкової електричної енергії в механічну енергію (в допомогу основному двигуну) в межах комплексного підвищення ККД використання палива пропонується застосування мотор-колеса.

Література

1. Gohari, A., Matori, A. N., Yusof, K. W., Toloue, I., Sholagberu, A. T. (2018). The effect of fuel price increase on transport cost of container transport vehicles. *International Journal of GEOMATE*, 15 (50), 174–181. doi: <https://doi.org/10.21660/2018.50.30814>

2. Budashko, V. V. (2017). Design of the three-level multicriterial strategy of hybrid marine power plant control for a combined propulsion complex. *Electrical Engineering & Electromechanics*, 2, 62–72. doi: <https://doi.org/10.20998/2074-272x.2017.2.10>

3. Girgin, I., Ezgi, C. (2017). Design and thermodynamic and thermoeconomic analysis of an organic Rankine cycle for naval surface ship applications. *Energy Conversion and Management*, 148, 623–634. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.033>

4. Ji, D., Tseng, K. J., Wei, Z., Zheng, Y., Romagnoli, A. (2016). A Simulation Study on a Thermoelectric Generator for Waste Heat Recovery from a Marine Engine. *Journal of Electronic Materials*, 46 (5), 2908–2914. doi: <https://doi.org/10.1007/s11664-016-5038-8>

5. Kumar, S., Heister, S. D., Xu, X., Salvador, J. R., Meisner, G. P. (2013). Thermoelectric Generators for Automotive Waste Heat Recovery Systems Part I: Numerical Modeling and Baseline Model Analysis. *Journal of Electronic Materials*, 42 (4), 665–674. doi: <https://doi.org/10.1007/s11664-013-2471-9>

6. Politicin, B. M., Shtanko, O. D., Litvinova, M. B., Karpova, S. O. (2017). Energy recovery device for the internal combustion engine. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho hirnychnoho universytetu*, 3, 82–89.

7. Anatychuk, L. I., Kuz, R. V. (2016). Thermoelectric generator for trucks. *Journal of Thermoelectricity*, 3, 43–48.

8. Nour Eddine, A., Chalet, D., Faure, X., Aixala, L., Chessé, P. (2018). Optimization and characterization of a thermoelectric generator prototype for marine engine application. *Energy*, 143, 682–695. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.11.018>
9. Onishchenko, D. O., Pankratov, S. A., Zotov, A. A., Osipkov, A. S., Poshekhonov, R. A. (2017). Study of Influence of Hydraulic Thermoelectric Generator Resistance on Gasoline Engine Efficiency. *International Journal of Applied Engineering Research*, 12 (5), 721–727.
10. Vikhor, L. N., Anatychuk, L. I. (2009). Generator modules of segmented thermoelements. *Energy Conversion and Management*, 50 (9), 2366–2372. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.05.020>
11. Golubev, M. V. (2013). Automatisation of the ship system for exhaust gases cleaning. *Electrotechnic and computer systems*, 10 (86), 74–79.
12. Судовые дизельные двигатели: Серия Iveco. URL: http://www.brizmotors.ru/equipment/marine_engines/commercial/
13. Судовые двигатели: Серия YC4D. URL: <http://www.yuchai.ru/13-sudovye-dvigateli>
14. Nanni diesel. URL: <https://suddiesel.ru/catalog/666/>
15. Leontiev, A. I., Kavtaradze, R. Z., Onishchenko, D. O., Golosov, A. S., Pankratov, S. A. (2016). Improvement of piston engine operation efficiency by direct conversion of the heat of exhaust gases into electric energy. *High Temperature*, 54 (1), 105–112. doi: <https://doi.org/10.1134/s0018151x16010053>
16. Янов, С. (2014). Тепловая эффективность паровых котлов. М.: Иностранная литература, 152.
17. Wolfram Support. URL: <https://support.wolfram.com/kb/27134>
18. Сизов, В. Г. (2008). Теория корабля. Одесса: Феникс, М.: Транс-Лит, 464.
19. Datasheet: LTC3802 – Dual 550kHz Synchronous 2-Phase DC/DC Controller with Programmable Up/Down Tracking. URL: <https://www.analog.com/media/en/technical-documentation/data-sheets/3802f.pdf>
20. Datasheet: LTC3810 – 100V Current Mode Synchronous Switching Regulator Controller. URL: https://www.alldatasheet.com/view.jsp?Searchword=Ltc3810&gclid=EAIaIQobChMIsr_2wfj-5gIVjZiYCh3q7Ax4EAAAYASAAEgKNgPD_BwE