

**«OPTTURB»**  
(шифр)

**«ОБ'ЄКТНО-ОРІЄНТОВАНИЙ ПІДХІД ДО ОПТИМАЛЬНОГО  
ПРОЕКТУВАННЯ ПАРОВИХ ТУРБІН»**

**Спеціальність:**  
«Енергетичне машинобудування»

2020/2021

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	3
1 ПОСТАНОВКА ОПТИМІЗАЦІЙНОЇ ЗАДАЧІ ДЛЯ ТУРБІНИ К-310-240 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ З РІЗНИМИ ЦІЛЬОВИМИ ФУНКЦІЯМИ..	4
1.1 Постановка задачі.....	4
1.2 Перший підхід до розв’язання оптимізаційної задачі.....	4
1.3 Другий підхід до розв’язання оптимізаційної задачі .....	6
2 ОПТИМІЗАЦІЯ ТУРБІНИ З РОЗДІЛЬНИМ ВИЗНАЧЕННЯМ ОПТИМАЛЬНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЇЇ ОБ’ЄКТІВ.....	9
2.1 Оптимізація системи соплового паророзподілу .....	9
2.2 Оптимізація циліндра високого тиску .....	12
2.3 Оптимізація циліндру середнього тиску .....	15
2.4 Оптимізація циліндра низького тиску .....	17
2.5 Результати розрахунку турбіни з окремо визначеними оптимальними геометричними параметрами її об’єктів.....	19
3 КОМПЛЕКСНА ОПТИМІЗАЦІЯ ВСІЄЇ ТУРБІНИ.....	22
4 ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ДВОХ ПІДХОДІВ ОПТИМІЗАЦІЇ .....	27
ВИСНОВКИ.....	30
ЛІТЕРАТУРА .....	31

## ВСТУП

Використання методології оптимального проектування, ґрунтуючись на об'єктно-орієнтованому підході і перевагах єдиного інтегрованого інформаційного простору (ЄІП), забезпечує створення на базі САПР потужного інструменту удосконалення та створення нових проточних частин парових турбін, які не поступаються зарубіжним аналогам.

Об'єктом досліджень є конструкція проточної частини (ПЧ) турбіни серії К-310, яка складається з циліндру високого, середнього тиску та двохпоточного циліндру низького тиску . В якості прототипу була обрана проточна частина потужної турбіни К-310-240.

**У першому розділі** наведені дані про постановку оптимізаційної задачі турбіни К-310-240. Наведено детальний опис двох підходів для оптимізації проточної частини потужної парової турбіни з метою підвищення її ефективності. Також в розділі наведені інтегральні характеристики початкового варіанту турбіни К-310-240.

**У другому та третьому розділі** наведені результати оптимізації проточної частини турбіни за першим підходом та другим підходом, відповідно, а також результати порівняльного аналізу основних характеристик існуючого і оптимального варіантів за кожним підходом елементів проточної частини.

**У четвертому розділі** наведено порівняльний аналіз використання двох різних підходів до оптимізаційної задачі.

У висновку наведено загальні підсумки за результатами проведених розрахункових досліджень з оптимізації ПЧ турбіни К-310-240.

# 1 ПОСТАНОВКА ОПТИМІЗАЦІЙНОЇ ЗАДАЧІ ДЛЯ ТУРБІНИ К-310-240 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ З РІЗНИМИ ЦІЛЬОВИМИ ФУНКЦІЯМИ

## 1.1 Постановка задачі

В даному розділі наведені результати об'єктно-орієнтованої комплексної оптимізації проточної частини потужної парової турбіни з сопловим паророзподілом на номінальному режимі, реалізованому в єдиному інтегральному інформаційному просторі (ЄІП) САПР «Турбоагрегат». Оптимізація проводилася за двома підходами:

- 1) Незалежна оптимізація окремих об'єктів турбіни: системи СПР, ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ з подальшим розрахунком, враховуючи роботу ВК (рис. 1.1);
- 2) Комплексна оптимізація проточної частини турбіни (рис. 1.2).

Дані підходи розроблені для оцінки їх ефективності при оптимізації всієї турбіни з урахуванням отриманих результатів і тимчасових витрат.

## 1.2 Перший підхід до розв'язання оптимізаційної задачі

На першому етапі окремо виконується оптимізація кожного об'єкта (системи СПР, ЦВТ, ЦСТ і ЦНТ), які входять до складу турбіни.

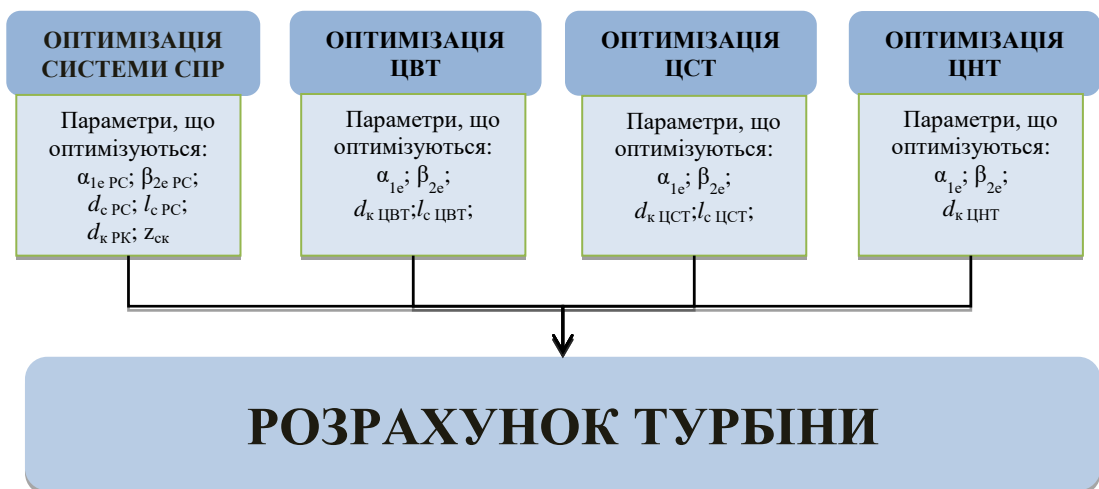


Рисунок 1.1 – Схема першого підходу оптимізації турбіни

### Постановка оптимізаційної задачі для системи СПР.

В ході оптимізації системи соплового паророзподілу оптимизировались 13 параметрів, в число яких увійшли: діаметри регулюючих клапанів ( $d_{к\text{РК}}$ ); кількість соплових каналів в кожному сегменті ( $z_{с\text{К}}$ ); середній діаметр регулюючого ступеня ( $d_{с\text{РС}}$ ); довжина соплової лопатки регулюючого ступеня ( $l_{с\text{РС}}$ ); ефективний кут виходу з соплової решітки регулюючого ступеня ( $\alpha_{1\text{еРС}}$ ); ефективний кут виходу з робочої решітки регулюючого ступеня ( $\beta_{2\text{еРС}}$ ). Оптимізація системи СПР проводилася окремо по трьом цільових функціям для оцінки впливу різних критеріїв якості на ефективність оптимизуемого об'єкта: потужність регулюючого ступеня; ККД системи СПР; потужність регулюючого ступеня й ККД системи СПР в рівних вагових частках.

### Постановка оптимізаційної задачі для ЦВТ.

Оптимізації циліндра високого тиску виконувалася за наступними параметрами (17 параметрів): ефективний кут виходу потоку з направляючого апарату всіх ступенів тиску ( $\alpha_{1\text{е}}$ ), крім першої; ефективний кут виходу потоку з робочого колеса всіх ступенів тиску ( $\beta_{2\text{е}}$ ); кореневий діаметр соплового апарату першого ступеня тиску ( $d_{к\text{ЦВТ}}$ ); висота лопатки соплового апарату першого ступеня тиску ( $l_{с\text{ЦВТ}}$ ). Ефективний кут соплового апарату першого ступеня в число оптимізуємих параметрів не ввійшов, так як він використовувався для забезпечення заданої пропускної здатності проточної частини. Використання алгоритму автоматичної побудови обводів проточної частини при оптимізації ЦВТ призвело до непрямого збільшення кількості оптимізуємих параметрів. Таким чином, загальна кількість оптимізуємих параметрів ЦВТ дорівнює 31. В якості цільових функцій були обрані: потужність циліндра, ККД циліндра і в рівних вагових частках ККД і потужність циліндра.

### Постановка оптимізаційної задачі для ЦСТ.

При оптимізації циліндра середнього тиску використовувався той же підхід вибору оптимізуємих параметрів (23 параметра) і цільових функцій, як

і для ЦВТ. З урахуванням використання алгоритму автоматичної побудови обводів проточної частини, при оптимізації ЦСТ сумарна кількість параметрів, що оптимізуються дорівнює 43.

#### Постановка оптимізаційної задачі для ЦНТ.

Оптимізуємими параметрами (4 параметри) чотиріступінчастого двухпоточного циліндра низького тиску обрані: ефективний кут виходу потоку з соплового апарату другого ступеня тиску ( $\alpha_{1e}$ ); ефективний кут виходу потоку з робочого колеса ( $\beta_{2e}$ ) перших двох ступенів тиску; кореневий діаметр соплового апарату першого ступеня тиску ( $d_{k\text{ЦВТ}}$ ).

За аналогією з попередніми циліндрами сумарна кількість оптимізуємих параметрів дорівнює 7. Цільові функції для оптимізації ЦНТ такі ж, як і для інших циліндрів. Після того як були отримані оптимальні геометричні параметри об'єктів турбіни виконувався другий етап даного підходу – розрахунок всієї турбіни з оптимальними параметрами СПР, ЦВТ, ЦСТ і ЦНТ.

### 1.3 Другий підхід до розв'язання оптимізаційної задачі

Даний підхід заснований на комплексній оптимізації проточної частини турбіни. Згідно блок-схеми на рис. 1.2 в якості об'єкта оптимізації першого рівня виступає турбіна, а на другому рівні оптимізуються такі об'єкти як СПР, ЦВТ, ЦСТ і ЦНТ. На кожному рівні вирішується завдання відповідно до викладеного алгоритма.

На першому рівні «Турбіна» оптимізується 16 параметрів. У їх число входить основні параметри, винесені з низлежачого рівня: діаметри регулюючих клапанів ( $d_{k\text{РК}}$ ); кількість соплових каналів в кожному сегменті ( $z_{ск}$ ); середній діаметр регулюючого ступеня ( $d_{с\text{РС}}$ ); довжина соплової лопатки регулюючого ступеня ( $l_{с\text{РС}}$ ); кореневий діаметр соплового апарату першого ступеня тиску ЦВТ, ЦСТ і ЦНТ ( $d_{k\text{ЦВТ}}, d_{k\text{ЦСТ}}, d_{k\text{ЦНТ}}$ ); висота лопатки соплового апарату першого ступеня тиску ЦВТ и ЦСТ ( $l_{с\text{ЦВТ}}, l_{с\text{ЦСТ}}$ ).

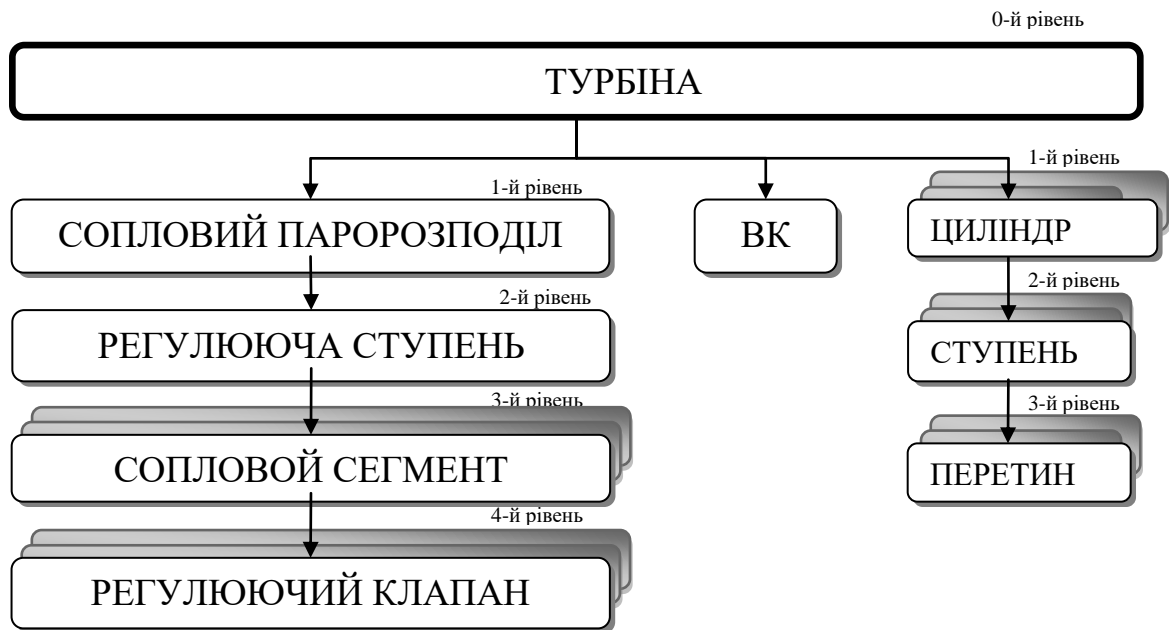


Рисунок 1.2 – Блок-схема інформаційної моделі проточної частини парової турбіни

На другому рівні «СПР» і «Циліндр» оптимізується 39 параметрів: ефективні кути виходу з усіх соплових і робочих решіток (рис. 1.3) за винятком ефективних кутів виходу із соплових решіток перших ступенів циліндрів, що забезпечують пропускну здатність циліндрів.



Рисунок 1.3 – Схема другого підходу оптимізації турбіни

Для першого рівня оптимізації обрано такі функції мети: абсолютний ККД, потужність турбіни і в рівних вагових частках абсолютний ККД і

потужність турбіни. На другому рівні «Циліндр» оптимізації для ЦВТ, ЦСТ і ЦНТ пошук оптимальних рішень здійснюється з використанням тих же функцій мети, як і в першому підході. Оптимізація на рівні «СПР» здійснювалася за трьома окремими цільовими функціями: ККД регулюючого ступеня; потужність регулюючого ступеня; ККД і потужність регулюючого ступеня.

При оцінці ефективності вихідної конструкції та розв'язанні оптимізаційної задачі використовувалися наступні методики оцінки втрат енергії:

- для оцінки профільних втрат енергії в решітках - методика Крейга і Кокса з поправками ХПІ [1];
- для оцінки вторинних втрат енергії в решітках - методика Г.Ю. Степанова [2];
- для оцінки втрат енергії від періодичної нестационарної - методика С.З. Копелева [3];
- для оцінки втрат від підрізування вихідних кромek робочих лопаток [4];
- для розрахунку втрат, пов'язаних з прикореневими протечками, обрана методика, наведена в керівних технічних матеріалах (ЦКТИ);
- для оцінки втрат від вологості пара - методика GE;
- для визначення кількості вологи, що видаляється в результаті сепарації використовувалися алгоритми, викладені в книзі Г.А. Філіппова, О.А. Поварова і В.В. Пряхина [5].

Інтегральні характеристики початкового варіанту потужної турбіни, отримані в результаті розрахункових досліджень і наведені в таблиці 1.1.

Таким чином, для кожного оптимізуемого об'єкту розв'язувалось чотири завдання: «прототип» - розрахунок прототипу; « $\eta$ » - оптимізація за критерієм якості ККД оптимізуемого об'єкту; «N» - оптимізація за критерієм якості потужність оптимізуемого об'єкту; « $\eta + N$ » - оптимізація по цільовій



функції, до складу якої входить критерій якості ККД і критерій якості потужність оптимізуемого об'єкту в рівних вагових частках.

Таблиця 1.1 – Інтегральні характеристики початкового варіанту турбіни К-310-240

Параметр	Значення	Параметр	Значення
Абсолютний ККД циклу	0,4441	Потужність турбіни, МВт	330,577
ККД СПР	0,5817	Потужність РС, МВт	10,5111
ККД РС	0,7367	Потужність ЦВТ, МВт	88,7690
ККД ЦВТ	0,8098	Потужність ЦСТ, МВт	136,434
ККД ЦСТ	0,8587	Потужність ЦНТ, МВт	47,4315
ККД ЦНТ	0,7819	Теоретична робота циклу, кДж	1380,11

## 2 ОПТИМІЗАЦІЯ ТУРБІНИ З РОЗДІЛЬНИМ ВИЗНАЧЕННЯМ ОПТИМАЛЬНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЇЇ ОБ'ЄКТІВ

### 2.1 Оптимізація системи соплового паророзподілу

В рамках викладеної в розділі 1 постановки задачі була проведена оптимізація системи соплового паророзподілу на режим 0,8 від номінального. Результати розрахункових досліджень системи СПР для номінального режиму наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Порівняльний аналіз системи СПР

Параметр	Результати розрахунків			
	прото-тип	оптимальна конструкція (критерій якості – ККД СПР)	оптимальна конструкція (критерій якості – потужність РС)	оптимальна конструкція (критерій якості – ККД СПР і потужність РС)
Потужність регулюючого ступеня, МВт	10,5111	12,5012	12,5566	12,5336
ККД регулюючого щабля	0,7060	0,7716	0,7727	0,7727
ККД системи СПР	0,5817	0,6841	0,6866	0,6858
Температурний перепад регулюючого ступеня, кДж/кг	51,4958	58,4725	58,6462	58,5405
Тиск перед ступенем, МПа	22,1552	22,6175	22,6266	22,6218
Тиск за ступенем, МПа	18,7533	18,7075	18,7042	18,7069
Відношення тисків давлених	0,8465	0,8271	0,8266	0,8269
Ентальпія за ступенем, кДж/кг	3284,56	3277,33	3277,15	3277,25
Відношення швидкостей ступені	0,5760	0,5270	0,5262	0,5267

## Продовження таблиці 2.1

Параметр	Результати розрахунків			
	прототип	оптимальна конструкція (критерій якості – ККД СПР)	оптимальна конструкція (критерій якості - потужність РС)	оптимальна конструкція (критерій якості - ККД СПР і потужність РС)
Середній діаметр соплових решіток регулюючого ступеня, м	1,1750	1,1455	1,1455	1,1455
Середній діаметр робочого колеса регулюючого ступеня, м	1,1768	1,1472	1,1472	1,1472
Кут виходу потоку з сопел регулюючого ступеня, град.	13,0100	12,4226	12,7251	12,4511
Кут виходу потоку з робочого колеса регулюючого ступеня, град.	20,9800	19,4261	19,6030	19,2240
Висота соплової лопатки, м	0,0230	0,0220	0,0215	0,0220
Висота робочої лопатки, м	0,0260	0,0249	0,0243	0,0249
Відношення $t/b$ робочих решіток	0,6790	0,6621	0,6621	0,6621
Кількість соплових лопаток	93	93	93	93
Кількість робочих лопаток	96	96	96	96
Число каналів I сегменту	40	50	48	50
Число каналів II сегменту	23	16	17	16
Число каналів III сегменту	15	12	13	12
Площа I сегменту, м <sup>2</sup>	0,0082	0,0092	0,0088	0,0092
Площа II сегменту, м <sup>2</sup>	0,0047	0,0029	0,0031	0,0029
Площа III сегменту, м <sup>2</sup>	0,0031	0,0022	0,0024	0,0022
Сумарна площа сегментів, м <sup>2</sup>	0,0160	0,0143	0,0143	0,0143
Діаметр 1 клапану, м	0,0750	0,0741	0,0737	0,0735
Діаметр 2 клапану, м	0,0750	0,0731	0,0730	0,0730
Діаметр 3 клапану, м	0,1120	0,1144	0,1137	0,1140
Діаметр 4 клапану, м	0,1120	0,1165	0,1173	0,1176
Діаметр 5 клапану, м	0,1250	0,1257	0,1273	0,1276
Діаметр 6 клапану, м	0,1250	0,1237	0,1265	0,1282
Висота підйому 1 клапану, м	0,0270	0,0270	0,0270	0,0270
Висота підйому 2 клапану, м	0,0270	0,0270	0,0270	0,0270
Висота підйому 3 клапану, м	0,0292	0,0292	0,0292	0,0292
Висота підйому 4 клапану, м	0,0292	0,0292	0,0292	0,0292
Висота підйому 5 клапану, м	0,0215	0,0219	0,0219	0,0219
Висота підйому 6 клапану, м	0,0049	0,0219	0,0219	0,0219
Відношення $u/c_0$ I сегменту	0,5411	0,6714	0,6685	0,6713
Відношення $u/c_0$ II сегменту	0,5823	0,6690	0,6718	0,6682
Відношення $u/c_0$ III сегменту	0,8407	0,6557	0,6578	0,6546

В оптимальному варіанті СПР змінилися діаметри регулюючих клапанів і кількість каналів у відповідних їм сегментах соплової решітки регулюючого ступеня. Перевірка оптимального рішення системи СПР, отриманого для режиму 0,8 показала, що на номінальному режимі висоти підйомів клапанів взяли свої максимальні значення, забезпечуючи тим самим проходження масової витрати робочого тіла, відповідного номінальному режиму роботи турбіни. При цьому забезпечується мінімум дросельних втрат в регулюючих клапанах СПР, що призвело до збільшення тиску на вході в кожен сегмент регулюючого ступеня на 0,5 МПа. Незважаючи на те, що загальна кількість сопел в сегментах не змінилась, їх сумарна площа зменшилася на 0,0017 м<sup>2</sup>. Зменшення сумарної площі сегментів в оптимальному варіанті СПР отримано за рахунок зменшення середнього діаметра на 29,5 мм, висоти лопатки соплової решітки регулюючого ступеня на 1 мм та ефективно кута виходу з соплової решітки на ~ 0,5 градуса. Оптимізація системи СПР привела до більш рівномірного розподілу навантаження по сегментах на номінальному режимі (табл. 2.1) за рахунок мінімізації втрат на дроселювання у всіх регулюючих клапанах.

Слід підкреслити, що з практичного досвіду оптимізація по функції мети, до складу якої входять в рівних частках ККД СПР і потужність РС, дає найкращу конструкцію системи СПР виходячи з інтегральних характеристик. Розбіжності в отриманих значеннях критеріїв якості лежить в межах точності розрахунків.

З порівняльного аналізу прототипу і оптимальних конструкцій потужної турбіни по двохкритеріальній цільовій функції можна зробити висновок, що потужність регулюючого ступеня зросла приблизно на 25%, а ККД системи СПР - в середньому на 17% по відношенню до прототипу. Це свідчить про те, що оптимізація даного об'єкта істотно позначається на його ефективності. Слід зазначити, що в результаті розв'язання оптимізаційної задачі, отримана конструкція системи СПР з такими діаметрами регулюючих клапанів, які можуть забезпечити проходження номінального масової

витрати тільки при максимальному підйомі запірних елементів цих клапанів. Зрозуміло, що використання даної конструкції СПР неможливо для режимів роботи з витратою робочого тіла вище номінального. Вирішити дану проблему можна за допомогою використання в процесі оптимізації СПР нижнього обмеження на максимальну витрату, яка повинна дорівнювати масовій витраті, відповідному режиму перевантаження.

На розрахункових режимах досягти більшої ефективності системи СПР можливо за рахунок визначення найкращої комбінації підйомів клапанів шляхом впровадження електрогідравлічних систем управління в сучасних турбоустановках, здатних здійснювати незалежне позиціонування запірних елементів.

## 2.2 Оптимізація циліндра високого тиску

Порівняння інтегральних характеристик циліндра високого тиску представлено в таблиці 2.2, а значення оптимізуємих параметрів до і після оптимізації в таблиці 2.3.

Таблиця 2.2 – Інтегральні характеристики ЦВТ

Параметр	Результати розрахунків			
	прототип	$\eta$	N	$\eta+N$
Потужність циліндра $N_{\text{цил}}$ , МВт	88,77	90,34	90,68	90,56
Потужністний ККД циліндра $\eta_N$	0,8098	0,8230	0,8188	0,8219
Діаграмний ККД циліндра $\eta_d$	0,8463	0,8570	0,8566	0,8570
ККД на окружності колеса, $\eta_u$	0,8638	0,8737	0,8730	0,8739
Приріст потужності, $\Delta N$ , МВт	0	1,57	1,91	1,79
Приріст потужнісного ККД $\Delta\eta_N$ , %	0	1,32	0,9	1,21
Наявний теплоперепад $H_0$ , кДж/кг	398	398	398	398

Порівняння інтегральних характеристик проведених розрахунків показало, що найкращі показники у конструкції, що оптимізується по двохкритеріальній цільовій функції. Приріст потужності отриманий за рахунок раціонального розподілу наявного теплоперепада сходами тиску (рис. 2.1).

Таблиця 2.3 – Оптимізуємi параметри ЦВТ

Параметр	Тип задачі	Номер ступеня							
		1	2	3	4	5	6	7	8
$\alpha_{1e}$ , град	прототип	13,833	13,849	13,899	13,949	14,033	14,083	14,149	14,283
	$\eta$	14,99	13,217	13,262	13,307	13,342	13,258	13,31	13,416
	N	14,15	14,005	13,959	13,873	14,128	13,97	13,99	14,196
	$\eta+N$	13,6	13,685	13,571	13,801	13,806	13,751	14,011	13,66
$\beta_{2e}$ , град	прототип	21,166	21,216	21,266	21,333	21,449	21,533	21,633	21,766
	$\eta$	21,883	20,651	20,944	20,858	21,692	20,979	21,133	20,603
	N	21,745	21,609	21,552	21,137	22,593	21,728	21,815	21,714
	$\eta+N$	21,11	21,451	21,235	21,682	22,093	21,552	21,423	21,052
$d_k$ , м	прототип	0,982	0,982	0,982	0,982	0,982	0,982	0,982	0,984
	$\eta$	0,958	0,958	0,958	0,958	0,958	0,958	0,958	0,960
	N	0,929	0,929	0,929	0,929	0,929	0,929	0,929	0,931
	$\eta+N$	0,9545	0,9545	0,9545	0,9545	0,9545	0,9545	0,9545	0,9565
$l_c$ , м	прототип	0,022	0,0255	0,295	0,034	0,0415	0,048	0,055	0,063
	$\eta$	0,023	0,0265	0,0305	0,035	0,0425	0,049	0,056	0,064
	N	0,023	0,0265	0,0305	0,035	0,0425	0,049	0,056	0,064
	$\eta+N$	0,023	0,0265	0,0305	0,035	0,0425	0,049	0,056	0,064

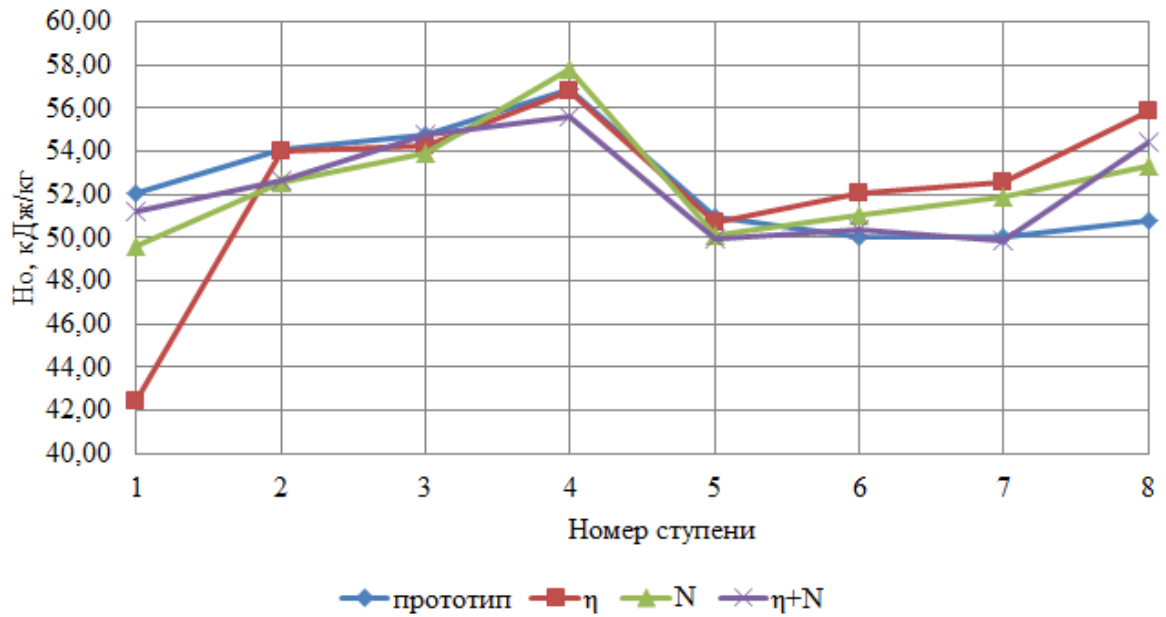


Рисунок 2.1 – Розподіл наявного теплоперепада по ступеням ЦВТ

Проаналізувавши рисунок 2.1 можна зробити висновок, що при оптимізації за критерієм якості ККД циліндра, на першому місці спрацьовується найменший теплоперепад. На 6, 7 і 8 ступені спостерігається протилежна картина. Зміна геометрії першого ступеня тиску супроводжується зростанням ступеня реактивності ступеня, в тому числі і кореневої.

Також можна відзначити зменшення теплоперепаду на перших чотирьох ступенях і збільшенням його на останньому ступені в оптимальній конструкції циліндра в порівнянні з прототипом. Приріст потужнісного ККД отриманий за рахунок зменшення втрат від прикореневого і радіального протікання, що викликано зменшенням ступеня реактивності. Порівняння результатів розрахунків оптимізації ЦВТ з прототипом показало, що після оптимізації ефективність всіх соплових решіток зросла за винятком останніх двох ступеней. Цей факт пояснюється збільшенням довжини соплових лопаток, що призводить до зниження частки кінцевих втрат.

З табл. 2.3 видно, як змінилися параметри, що оптимізуються, ЦВТ після оптимізації: значення кореневого діаметра зменшилися, а висоти лопаток соплових апаратів збільшилися в порівнянні з прототипом, що, як

було зазначено раніше, призвело до невеликого зниження втрат на них. Тип оптимізаційної задачі по-різному вплинув на зміну ефективних кутів виходу з решіток. Порівняння оптимальних рішень для ЦВТ показало, що найкращі інтегральні характеристики отриманих результатів оптимізації з використанням двохкритеріальної цільової функції. В цьому випадку приріст потужності склав 1,79 МВт, а ККД циліндра збільшився на 1,21% по відношенню до прототипу.

### 2.3 Оптимізація циліндру середнього тиску

Порівняння інтегральних характеристик циліндра середнього тиску представлено в таблиці 2.4, а значення параметрів, що оптимізуються, до і після оптимізації в таблиці 2.5. В результаті розв'язання оптимізаційної задачі по різним цільовим функціям найкраща конструкція ЦСТ отримана при оптимізації по двохкритеріальній функції мети. За значеннями таких глобальних інтегральних характеристик, як потужність і ККД циліндра, наведених в табл. 2.4 видно, що приріст їх значень невеликий. З чого можна зробити висновок, що прототип досить близький за своїми інтегральними характеристикам до оптимального варіанту.

Таблиця 2.4 – Інтегральні характеристики ЦСТ

Параметр	Результати розрахунків			
	прототип	$\eta$	N	$\eta+N$
Потужність циліндра $N_{\text{цил}}$ , МВт	136,434	136,046	136,824	136,725
Потужністний ККД циліндра $\eta_N$	0,8587	0,8649	0,8598	0,8639
Діаграмний ККД циліндра $\eta_d$	0,9231	0,9256	0,9238	0,9255
ККД на окружності колеса, $\eta_u$	0,9275	0,9302	0,9281	0,9300
Приріст потужності, $\Delta N$ , МВт	0	-0,388	0,39	0,291
Приріст потужністного ККД $\Delta\eta_N$ , %	0	0,62	0,11	0,52
Наявний теплоперепад $H_0$ , кДж/кг	747	747	747	747

Незважаючи на це приріст потужності все ж є і отриманий він за рахунок раціонального розподілу теплоперепаду циліндра середнього тиску між його ступенями (рис. 2.2).

Таблиця 2.5 – Оптимізуємі параметри ЦСТ

Параметр	Тип задачі	Номер ступеня										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\alpha_{1e}$ , град	прототип	13,3	13,4	14,15	13,7	15,266	15,533	14,9	17,016	15,649	16,066	17,316
	$\eta$	14,27	13,049	13,43	13,38	14,564	14,734	14,067	16,227	14,895	15,588	16,335
	N	13,14	13,363	14,025	13,618	15,132	15,684	15,112	17,226	15,961	16,168	17,173
	$\eta+N$	13,36	13,186	13,668	13,286	14,957	15,195	14,586	16,745	15,153	15,825	16,999
$\beta_{2e}$ , град	прототип	20,583	20,566	20,5	21,283	21,216	21,083	20,8	24	21,066	21	20,566
	$\eta$	20,841	20,209	20,009	20,16	20,116	19,872	19,551	22,891	20,439	19,868	19,296
	N	20,816	20,973	21,024	21,758	21,392	21,223	20,843	24,207	21,352	20,821	20,291
	$\eta+N$	21,448	20,755	20,925	20,683	20,872	20,529	20,268	23,593	20,75	20,302	19,854
$d_k$ , м	прототип	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202
	$\eta$	1,204	1,204	1,204	1,204	1,204	1,204	1,204	1,204	1,204	1,204	1,204
	N	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202	1,202
	$\eta+N$	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203
$l_c$ , м	прототип	0,081	0,099	0,118	0,130	0,142	0,1545	0,1855	0,2035	0,2195	0,2495	0,2915
	$\eta$	0,0815	0,0995	0,1185	0,1305	0,1425	0,155	0,186	0,204	0,22	0,25	0,292
	N	0,081	0,099	0,118	0,13	0,142	0,1545	0,1855	0,2035	0,2195	0,2495	0,2915
	$\eta+N$	0,0815	0,0995	0,1185	0,1305	0,1425	0,155	0,186	0,204	0,22	0,25	0,292



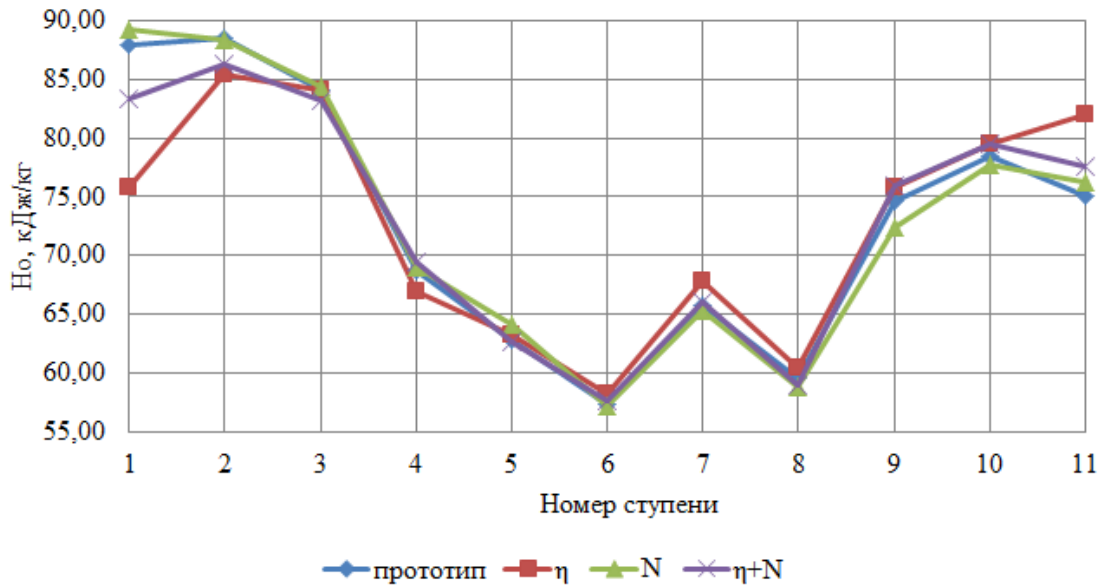


Рисунок 2.2 – Розподіл наявного теплоперепада по ступенях ЦСТ

Незначний приріст потужнісного ККД пояснюється зниженням ступеня реактивності на перших п'яти ступенях, що призвело до зниження прикореневого і радіального протікання. Значення кореневого діаметра і висоти соплової лопатки соплового апарату після оптимізації в порівнянні з прототипом істотно не змінилися (табл. 2.5). Теж спостерігається і для ефективних кутів виходу з усіх решіток.

Таким чином, потужність оптимальної конструкції ЦСТ зросла на 291 кВт, а приріст ККД циліндра склав 0,52% щодо прототипу ЦСТ потужної парової турбіни.

#### 2.4 Оптимізація циліндра низького тиску

Порівняння інтегральних характеристик ЦНТ представлено в таблиці 2.6, а значення параметрів, що оптимізуються, до і після оптимізації в таблиці 2.7. Отримані результати оптимізації показали можливість підвищення одночасного приросту таких інтегральних показників як ККД і потужність циліндра при оптимізації по двохкритеріальній функції мети.

Підвищення ККД досягнуто за рахунок зменшення осьової складової швидкостей і забезпечення ближчого до осьового виходу пари зі ступенів, внаслідок чого знизилася втрата з вихідною швидкістю, що дозволило

поліпшити умови натікання потоку робочого тіла на соплові решітки, тим самим підвищивши їх ефективність. В результаті оптимізації ЦНТ розподіл теплоперепаду по ступеням змінилося (рис. 2.3) по відношенню до прототипу. Завдяки збільшенню ККД ступенів і перерозподілу теплоперепаду по ним отримано приріст потужності на всіх ступенях, крім третин, що позитивно позначилося на збільшенні потужності циліндра щодо прототипу.

Таблиця 2.6 – Інтегральні характеристики ЦНТ

Параметр	Результати розрахунків			
	прототип	$\eta$	N	$\eta+N$
Потужність циліндра $N_{\text{цил}}$ , МВт	47,4315	48,1054	48,1576	48,1341
Потужнісний ККД циліндра $\eta_N$	0,7819	0,7959	0,7938	0,7957
Діаграмний ККД циліндра $\eta_d$	0,8099	0,8212	0,8202	0,8212
ККД на окружності колеса, $\eta_u$	0,8144	0,8268	0,8256	0,8267
Приріст потужності, $\Delta N$ , МВт	0	0,6739	0,7261	0,7026
Приріст потужнісного ККД $\Delta \eta_N$ , %	0	1,4	1,19	1,38
Найвний теплоперепад $N_0$ , кДж/кг	632	632	632	632

Таблиця 2.7 – Оптимізуємі параметри ЦНТ

Параметр	Тип задачі	Номер ступени			
		1	2	3	4
$\alpha_{1e}$ , град	прототип	14,1	15,33	17,65	17,583
	$\eta$	13,64	14,209	17,65	17,583
	N	13,44	15,859	17,65	17,583
	$\eta+N$	13,55	14,608	17,65	17,583
$\beta_{2e}$ , град	прототип	20,283	18,9	18,283	26,183
	$\eta$	18,87	18,88	18,283	26,183
	N	19,835	19,627	18,283	26,183
	$\eta+N$	19,044	19,063	18,283	26,183
$d_k$ , м	прототип	1,620	1,604	1,558	1,540
	$\eta$	1,7025	1,6865	1,6405	1,6225
	N	1,7025	1,6865	1,6405	1,6225
	$\eta+N$	1,7025	1,6865	1,6405	1,6225
$l_c$ , м	прототип	0,192	0,2455	0,4015	0,648
	$\eta$	0,192	0,2455	0,4015	0,648
	N	0,192	0,2455	0,4015	0,648
	$\eta+N$	0,192	0,2455	0,4015	0,648

Порівняння варійованих параметрів до і після оптимізації показало, що значення ефективних кутів виходу з решіток перших двох ступенів знижені, а кореневий діаметр ступенів зріс в результаті чого були отримані оптимальні значення відношення швидкостей ( $u / C_0$ ).

Так як циліндр низького тиску виконаний двопоточним, то приріст потужності після оптимізації становить близько 3% ( $\sim 1,4$  МВт), а приріст ККД - 2,76% відносно прототипу.

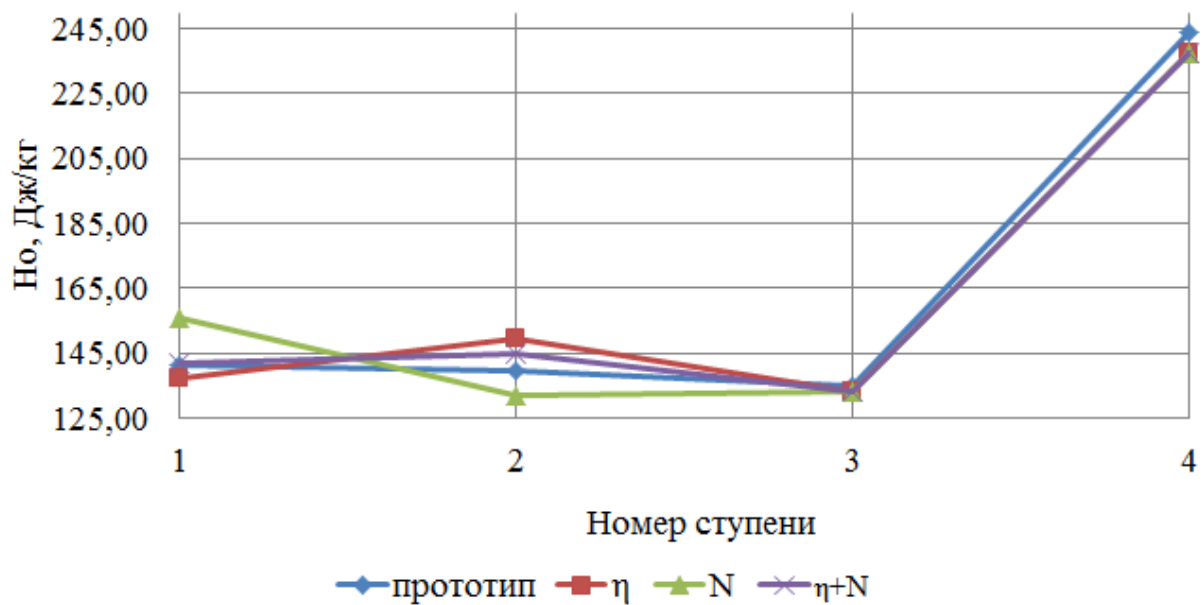


Рисунок 2.3 – Розподіл наявного теплоперепада сходами ЦНТ

2.5 Результати розрахунку турбіни з окремо визначеними оптимальними геометричними параметрами її об'єктів

Виконавши розрахунок турбіни з окремо визначеними оптимальними геометричними параметрами її об'єктів, отримали наступні значення інтегральних показників, які наведені в табл. 2.8.

Таблиця 2.8 – Інтегральні характеристики турбіни

Параметр	Результати розрахунків			
	прототип	$\eta$	N	$\eta+N$
Абсолютний ККД циклу $\eta_a$	0,444	0,4502	0,4512	0,4505
Приріст абсолютного ККД, $\Delta\eta_a$ , %	0	0,62	0,72	0,65
Потужність турбіни $N$ , МВт	330,577	334,299	335,678	335,271
Приріст потужності, $\Delta N$ , МВт	0	3,722	5,101	4,694

Виходячи з отриманих результатів найкращі інтегральні характеристики у тій конструкції турбіни, елементи якої були попередньо заоптимізовані за критерієм якості потужність. Цей факт суперечить отриманим результатам в пунктах 2.1-2.4 цього розділу, в яких йдеться про отримання найкращого результату при оптимізації по двухкритеріальній функції мети.

Згідно з математичною моделлю викладеною в [6] витрата, що проходить через циліндри тиску і вирівнюючу камеру повинен відповідати витраті, який пропускають через систему СПР, що не відбувається при даному підході до оптимізації турбіни. Контрольний розрахунок турбіни на номінальному режимі з оптимальними варіантами СПР, ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ показав, що максимальна масова витрата виходить на 0,28 кг / с менше його номінального значення. Даний факт показує, що підхід, заснований на незалежній оптимізації об'єктів турбіни (СПР, ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ) може привести до деякої невідповідності пропускної здатності турбіни або окремих її об'єктів, що з одного боку викликано відсутністю нижнього обмеження на масову витрату при оптимізації СПР, а з іншого боку пов'язано з особливостями розв'язання загальної системи рівнянь течії робочого тіла в турбіні.

Для забезпечення необхідного пропуску пари через систему СПР були дещо збільшені висота і середній діаметр соплового апарату регулюючого ступеня з подальшим перерахуванням всієї турбіни. Результати розрахунку після коригування наведено в таблиці 2.9, що свідчить про те, що виконані коригування вплинули лише на потужність турбіни, за рахунок відновлення номінальної витрати.

На рисунку 2.4 представлено порівняння значень потужнісного ККД об'єктів прототипу і оптимізованих об'єктів. Проаналізувавши отримані результати видно, що зміна ККД ЦСТ слабо виражена.

Розглянемо розподіл приросту потужності турбіни щодо прототипу по її об'єктам на рис. 2.5. В результаті застосування такого підходу при

оптимізації турбіни за критерієм якості ККД потужність ЦСТ значно знизилася. Основний вигравш по потужності вийшов за рахунок оптимізації системи СПР. Таким чином, даний підхід при оптимізації турбіни дає значне поліпшення показників інтегральних характеристик всієї турбіни, але при цьому зберігаються можливі резерви підвищення її ефективності внаслідок обліку взаємного впливу об'єктів турбіни при комплексній оптимізації.

Таблиця 2.9 – Інтегральні характеристики турбіни після коригування

Параметр	Результаты расчетов			
	прототип	$\eta$	N	$\eta+N$
Абсолютний ККД циклу $\eta_a$	0,444	0,4502	0,4512	0,4505
Приріст абсолютного ККД, $\Delta\eta_a$ , %	0	0,62	0,72	0,65
Потужність турбіни N, МВт	330,577	334,271	335,651	335,215
Приріст потужності, $\Delta N$ , МВт	0	3,694	5,074	4,638

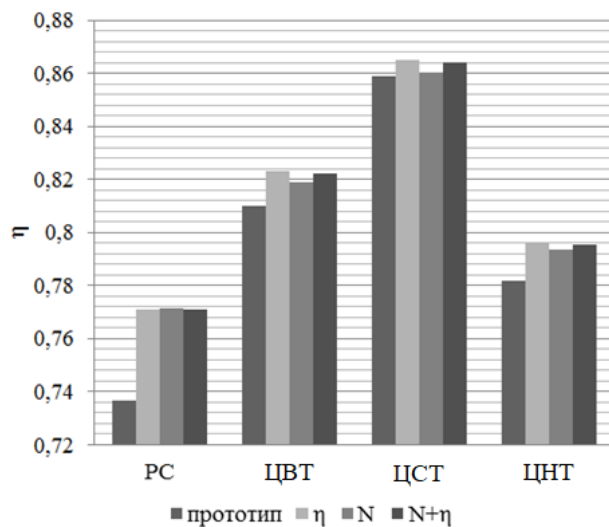


Рисунок 2.4 – Розподіл ККД по об'єктах турбіни

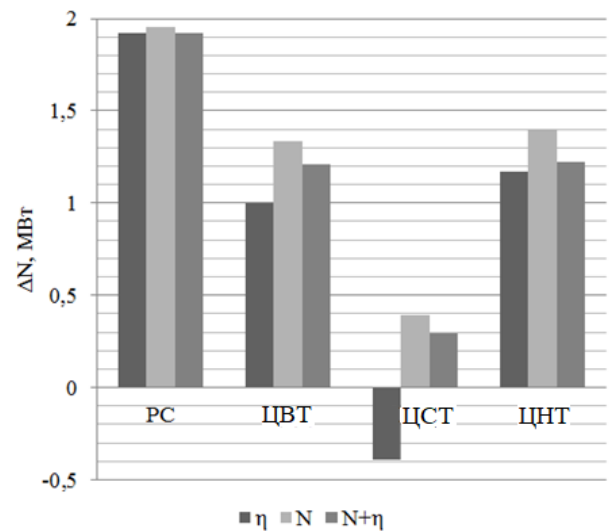


Рисунок 2.5 – Приріст потужності об'єктів турбіни щодо прототипу по різних функцій мети

### 3 КОМПЛЕКСНА ОПТИМІЗАЦІЯ ВСІЄЇ ТУРБІНИ

Відповідно до методології та алгоритмом викладених в [7, 8] проведена комплексна оптимізація за різними цільовими функціями парової турбіни, інтегральні характеристики результати якої наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Інтегральні характеристики турбіни

Параметр	Результати розрахунків			
	прототип	$\eta$	N	$\eta+N$
Абсолютний ККД циклу $\eta_a$	0,4441	0,4525	0,4521	0,4524
Приріст абсолютного ККД, $\Delta\eta_a$ , %	0	0,84	0,8	0,83
Потужність турбіни N, МВт	330,577	336,430	336,956	336,756
Приріст потужності, $\Delta N$ , МВт	0	5,853	6,379	6,179

Такі інтегральні показники турбіни як абсолютний ККД циклу і потужність турбіни суперечливі, тому при наявності відборів в проточній частині турбіни використання двукритеріальної цільової функції забезпечує знаходження найкращих конструктивних рішень за критеріями якості потужність і ККД турбіни (табл. 3.1). Розподіл приросту потужності і рівня значень абсолютного ККД по об'єктах турбіни наведені на рис. 3.1 і рис. 3.2, відповідно. Проаналізувавши рис. 3.1 можна зробити висновок, що розподіл потужності в кожному об'єкті турбіни в залежності від цільової функції не відповідає раніше отриманими результатами в пунктах 2.1 - 2.4. Таке ж явище спостерігається і для значень потужнісного ККД (рис. 3.2). Це пояснюється тим, що при оптимізації використовуються різні підходи. Найменший вплив на приріст потужності турбіни надає ЦСТ, а найбільше - ЦВТ (рис. 3.2).

Значення параметрів, що оптимізуються, в результаті рішення оптимізаційних завдань представлені в таблицях 3.1 - 3.4. Зміна діаметрів регулюючих клапанів пов'язано зі збільшенням висот підйомів клапанів, які виходять з міркувань забезпечення мінімуму дросельних втрат, і необхідністю пропуску потрібної витрати. Перерозподіл кількості сопел за

сегментами пов'язано зі зміною прохідної площі соплових каналів сегментів, викликане зміною діаметра і висоти соплової решітки регулюючого ступеня.

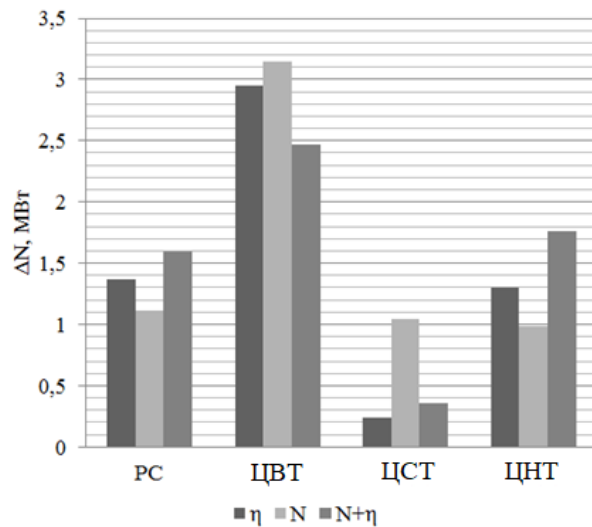


Рисунок 3.1 – Приріст потужності об'єктів турбіни щодо прототипу за різними цільовими функціями

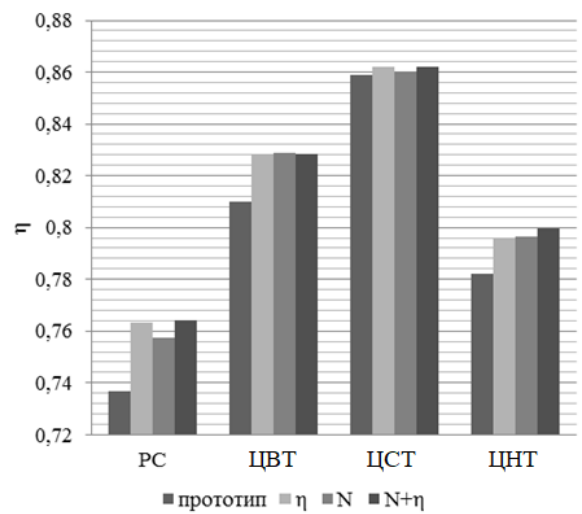


Рисунок 3.2 – Потужністний ККД об'єктів турбіни в залежності від цільової функції

Таблиця 3.1 – Значення параметрів, що оптимізуються, на рівні «Турбіна» (перший рівень)

Параметр	Результати розрахунків			
	прототип	η	N	η+N
Число каналів I сегменту	40	48	49	49
Число каналів II сегменту	23	19	18	18
Число каналів III сегменту	15	11	11	11
Діаметр 1 клапану, м	0,0750	0,0713	0,0745	0,0741
Діаметр 2 клапану, м	0,0750	0,0713	0,0751	0,0747
Діаметр 3 клапану, м	0,1120	0,1065	0,1131	0,11191
Діаметр 4 клапану, м	0,1120	0,1065	0,1104	0,1117
Діаметр 5 клапану, м	0,1250	0,1188	0,1216	0,1207
Діаметр 6 клапану, м	0,1250	0,1188	0,0126	0,1230
Середній діаметри соплових решіток регулюючого ступеня, м	1,1750	1,1610	1,170	1,1615
Висота соплової лопатки, м	0,0230	0,0225	0,023	0,0225
Кореневий діаметр соплової решітки першого ступеню ЦВТ, м	0,982	0,944	0,950	0,9585
Кореневий діаметр соплової решітки першого ступеню ЦСТ, м	1,202	1,202	1,202	1,202

## Продовження таблиці 3.1

Параметр	Результати розрахунків			
	прототип	$\eta$	N	$\eta+N$
Кореневий діаметр соплової решітки першого ступеню ЦНТ, м	1,620	1,703	1,732	1,749
Висота соплової лопатки першого ступеню ЦВТ, м	0,022	0,0225	0,023	0,023
Висота соплової лопатки першого ступеню ЦСТ, м	0,081	0,081	0,081	0,081

Таблиця 3.2 – Параметри ЦНТ, що оптимізуються (другий рівень)

Параметр	Тип задачі	Номер ступеню			
		1	2	3	4
$\alpha_{1e}$ , град	прототип	14,1	15,33	17,65	17,583
	$\eta$	13,55	14,486	17,65	17,583
	N	13,24	14,618	17,65	17,583
	$\eta+N$	13,18	14,442	17,65	17,583
$\beta_{2e}$ , град	прототип	20,283	18,9	18,283	26,183
	$\eta$	19,151	19,165	18,283	26,183
	N	19,528	19,934	18,283	26,183
	$\eta+N$	19,13	19,429	18,283	26,183

Що стосується геометричних параметрів ЦСТ, що оптимізуються, то в результаті оптимізації кореневий діаметр соплової решітки першого ступеню ЦВТ зменшився, а кореневий діаметр соплової решітки першого ступеню ЦНТ - збільшився. Висота соплової решітки першого ступеня ЦВТ після оптимізації збільшилася незначно. Приріст потужності, як уже раніше зазначалося, досягається за рахунок перерозподілу теплоперепаду по ступеням тиску проточної частини турбіни, тому розглянемо наведені на рисунках 3.3 -3.5 розподіл теплоперепаду по циліндрах. Що стосується розподілу теплоперепаду в ЦВТ і ЦНТ, то в залежності від цільової функції криві зміни теплоперепаду по ступенях мають схожий характер, за винятком першого ступеня ЦСТ, де зміни викликані різкими змінами ефективного кута виходу з соплової решітки. Виходячи з того, що найкращий варіант конструкції приймаємо в результаті оптимізації турбіни по двохкритеріальній цільовій функції, порівняємо розподіл теплоперепаду ЦВТ за цим варіантом з прототипом.



Таблица 3.3 – Оптимізуемі параметри ЦВТ (другий рівень)

Параметр	Тип задачі	Номер ступеня							
		1	2	3	4	5	6	7	8
$\alpha_{1e}$ , град	прототип	13,833	13,849	13,899	13,949	14,033	14,083	14,149	14,283
	$\eta$	14.14	13,834	13,927	14,044	13,664	13,931	13,537	14,238
	N	13.16	13,175	13,668	13,694	14,012	14,112	13,86	14,333
	$\eta+N$	13.65	13,454	13,323	13,448	13,926	13,514	14,098	13,487
$\beta_{2e}$ , град	прототип	21,166	21,216	21,266	21,333	21,449	21,533	21,633	21,766
	$\eta$	22,646	21,85	22,35	22,489	22,527	22,605	21,922	22,524
	N	20,983	20,962	22,324	22,073	22,541	23,037	22,648	22,546
	$\eta+N$	22,343	21,927	21,346	21,611	21,836	21,843	22,134	21,465

Таблица 3.4 – Оптимізуемі параметри ЦСТ (другий рівень)

Параметр	Тип задачі	Номер ступеня										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\alpha_{1e}$ , град	прототип	13,3	13,4	14,15	13,7	15,266	15,533	14,9	17,016	15,649	16,066	17,316
	$\eta$	13.34	13,262	13,94	13,572	15,088	15,32	14,717	16,907	15,817	15,852	17,19
	N	13.13	13,363	14,025	13,618	15,133	15,684	15,113	17,227	15,804	16,168	17,173
	$\eta+N$	13.27	13,266	14,008	13,563	15,113	15,377	14,751	16,846	15,493	15,905	17,143
$\beta_{2e}$ , град	прототип	20,583	20,566	20,5	21,283	21,216	21,083	20,8	24	21,066	21	20,566
	$\eta$	21,292	20,849	20,852	21,063	20,902	20,785	20,51	23,645	20,751	20,516	20,28
	N	20,816	20,973	21,129	21,867	21,392	21,223	20,843	24,207	21,352	20,924	20,495
	$\eta+N$	21,311	20,869	20,912	21,28	21,003	20,872	20,592	23,76	21,168	20,815	20,462

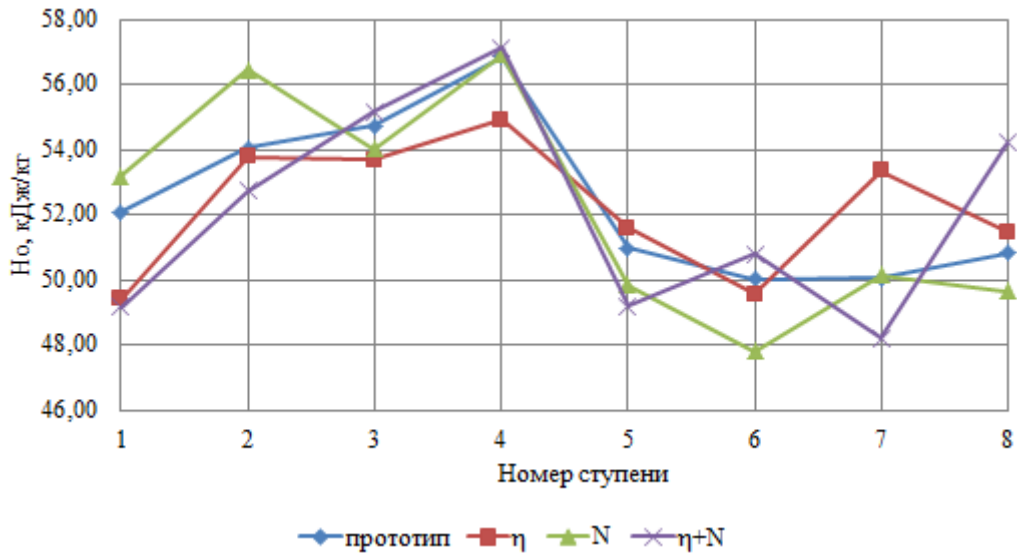


Рисунок 3.3 – Розподіл наявного теплоперепаду по ступеням ЦВТ

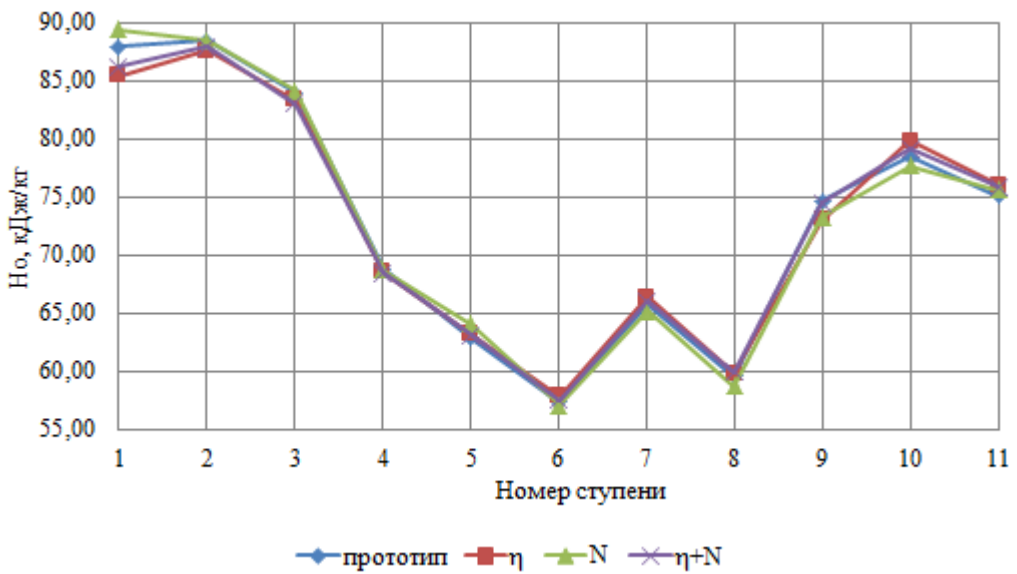


Рисунок 3.4 – Розподіл наявного теплоперепаду по ступеням ЦСТ

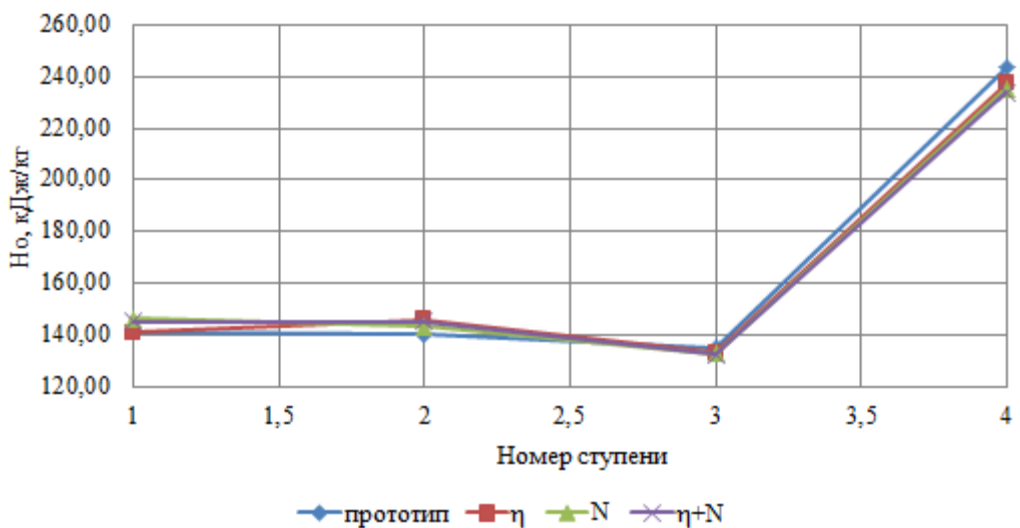


Рисунок 3.5 – Розподіл наявного теплоперепаду по ступеням ЦНТ

Теплоперепад на четвертому ступені практично однаковий, на відміну від інших ступенів. На 1, 2, 5 і 7 ступені теплоперепад отриманої конструкції нижче, ніж у прототипу. Незважаючи на це приріст потужності отримано  $\sim$  на 2,5 МВт за рахунок збільшення теплоперепаду на 3, 6 і 8 ступенях, а також потужнісного ККД і витрати в цих ступенях. Крім цього, на приріст потужності також впливає збільшення потужнісного ККД за рахунок істотного зниження прикореневого і радіального протікання, викликане зниженням ступеня реактивності. Незначне збільшення ефективності соплових решіток також впливає на ККД турбіни. Виходячи з отриманих результатів і порівняльного аналізу в залежності від цільової функції, розподіл інтегральних характеристик турбіни по її об'єктам має дуже різноманітний характер.

Таким чином, застосування розробленої методології для розв'язання дворівневої багатопараметричної і двукритеріальної оптимізаційної задачі дозволило знайти оптимальне поєднання 55-ти конструктивних параметрів потужної парової турбіни, збільшивши при цьому абсолютний ККД на 0,83%, а потужність турбіни на 6,179 МВт ( $\sim$  1,87%) щодо прототипу.

#### 4 ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ДВОХ ПІДХОДІВ ОПТИМІЗАЦІЇ

Для визначення який же із запропонованих підходів ефективний, розглянемо інтегральні характеристики турбіни, оптимізація якої велася по двукритеріальній цільовій функції (табл. 4.1).

Виходячи з наведених даних, очевидним стає той факт, що другий підхід, заснований на об'єктно-орієнтованій комплексній оптимізації парових турбін, реалізованої в САПР «Турбоагрегат», такого складного об'єкта як потужна парова турбіна найбільш ефективний. Такий підхід дає приріст потужності турбіни в порівнянні з прототипом на 1,87% і приріст абсолютного ККД циклу на 0,83%, що відповідно сприяє економії паливних ресурсів. У той же час слід зазначити, що для реалізації даного підходу потрібні більше витрат машинного часу. Наприклад, оптимізація турбіни по одній цільовій функції,

використовуючи перший підхід, займає близько 8 годин машинного часу, а використання другого підходу - близько 96 годин.

Таблиця 4.1 – Порівняння інтегральних характеристик турбіни, отриманих за допомогою двох підходів

Параметр	Результати розрахунків		
	прототип	1-й підхід	2-й підхід
Абсолютний ККД циклу $\eta_a$	0,4441	0,4505	0,4524
Приріст абсолютного ККД, $\Delta\eta_a$ , %	0	0,65	0,83
Потужність турбіни $N$ , МВт	330,577	335,215	336,756
Приріст потужності, $\Delta N$ , МВт	0	4,638	6,179

Порівняльний аналіз значень потужнісного ККД об'єктів турбіни, отриманих різними підходами, по відношенню до прототипу представлений на рис. 4.1, а приріст потужності об'єктів турбіни - на рис. 4.2.

З рис. 4.1 видно, що використання при оптимізації турбіни першого підходу призводить до значного збільшення значення потужнісного ККД регулюючого ступеня. Незважаючи на це абсолютний ККД турбіни вище при використанні другого підходу оптимізації на 0,18% по відношенню до першого підходу. Істотний приріст потужності турбіни, при використанні другого підходу в порівнянні з першим, в основному отриманий за рахунок поліпшених показників ЦВТ. Значення приросту потужності ЦВТ, отриманої за другим підходом перевищує майже в два рази приріст потужності ЦВТ, отриманої за першим підходом. Таким чином, проведені дослідження показали переваги застосування другого підходу до оптимізації потужних парових турбін, які полягають у підвищенні ефективності турбіни за рахунок обліку взаємного впливу об'єктів турбіни при комплексній оптимізації. Цей висновок підтверджується зміною теплоперепаду в основному в першому і останньому ступені ЦСТ при різних підходах оптимізації (рис. 2.2 і рис. 3.4).

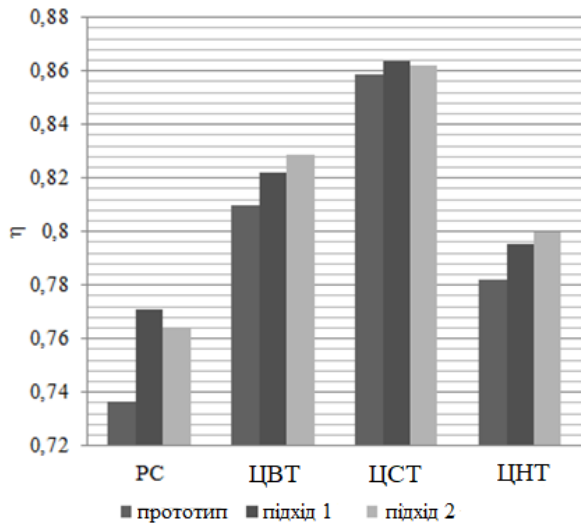


Рисунок 4.1 – Потужністний ККД об'єктів турбіни в залежності від виду розрахунку

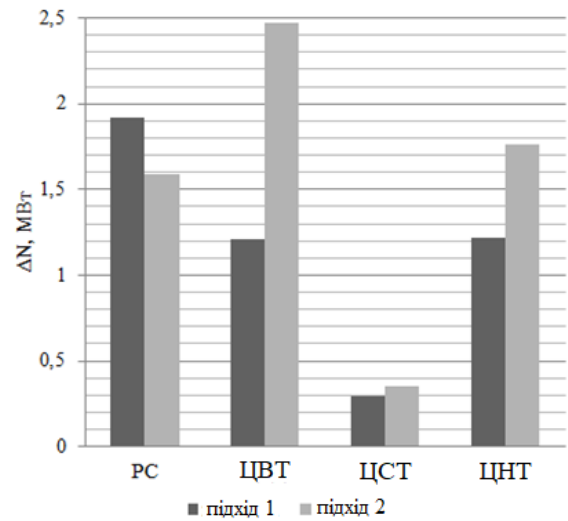


Рисунок 4.2 – Приріст потужності об'єктів турбіни щодо прототипу за різними підходам

## ВИСНОВКИ

1. Запропонований об'єктно-орієнтований підхід для комплексної оптимізації проточної частини потужної турбіни, реалізований в ЄПІ САПР «Турбоагрегат» показав свою ефективність на прикладі турбіни К 310 240.

2. Вперше розрахунковим шляхом виявлено та оцінено взаємний вплив об'єктів турбіни на її оптимальні характеристики.

3. Порівняльний аналіз запропонованих підходів свідчить про доцільність застосування комплексної багаторівневої оптимізації на прикладі турбіни К-310-240 до складу, якої входять різнотипні об'єкти. В результаті комплексної оптимізації турбіни К-310 отримано приріст потужності на 6,179 МВт, а приріст абсолютного ККД циклу склав 0,83% щодо прототипу.

4. Для отримання одночасного приросту за двома показниками якості, таким як ККД і потужність в якості цільової функції необхідно приймати їх в рівних частках.

5. Аналіз отриманих результатів показує, що проведена оптимізація призводить не тільки до зміни геометричних параметрів, а й до перерозподілу теплоперепаду між ступенями ПЧ циліндрів тиску, що, в свою чергу, вносить свій внесок у підвищення ефективності ПЧ, при цьому забезпечується спрацьовування здебільшого теплоперепаду циліндру в ступенях, мають більш високі значення ККД і витрати.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Craig H.R.M. Performance estimation of axial flow turbines / H.R.M. Craig, H.J.A. Cox // Proc Instn. Mech. Engrs. – 1971. – Vol. 185, 32/71. – P. 407–424.
2. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Степанов Г.Ю. – М.: ГИФМЛ, 1962. – 512 с.
3. Копелев С.З. Аэродинамические потери в лопаточных решетках рабочих колес турбин при нестационарном обтекании / С.З. Копелев, В.В. Зикеев // Теплоэнергетика. – 1979. – № 8. – С. 40-44.
4. Авдеева Е. П. Создание методики оценки влияния подрезки выходных кромок на эффективность турбинных решеток активного типа [Текст] / А. В. Бойко, А. П. Усатый, Е. П. Авдеева // Проблемы машинобудування. – Харків: ІПМаш ім. А.М. Підгорного. – 2010. – Т. 13. № 6. – С. 9 – 16.
5. Филиппов Г.А. Исследование и расчеты турбин влажного пара / Г.А.Филиппов, О.А.Поваров, В.В. Пряхин. – М.: «Энергия», 1973. – 232 с.
6. Авдеева Е.П. Объектно-ориентированная комплексная оптимизация проточной части мощной паровой турбины [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.16 / Авдеева Елена Петровна. – Х., 2015. – 202. – Библиогр.: с. 151-163.
7. Бойко, А.В. Методология объектно-ориентированной комплексной оптимизации проточных частей мощных паровых турбин с учетом переменного режима работы / А.В. Бойко, А.П. Усатый, Е.П. Авдеева, // Вісник НТУ «ХП»: Серія «Енергетическіе і теплотехніческіе процеси і оборушованіе». – 2014. – №13. – с. 5-10.
8. Boiko, A., Govorushchenko, Y. and Usaty, A. *Optimization of the Axial Turbines Flow Paths* : monograph. New York : Published by Science Publishing Group 548 Fashion Avenue New York, NY 10018, U.S.A, 2016. 272 p. ISBN 978-1-970366-67-8. Mode of access: <http://www.sciencepublishinggroup.com/book/B-978-1-940366-67-8>