

Шифр «СРТ»

«Дослідження впливу основних геометричних параметрів підвідного і тягового сопла струминно-реактивної турбіни на її ефективність»

2020

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП.....	3
1. Постановка задачі	4
2. Розрахунок на пусковому режимі крутного моменту на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла	12
3. Розрахунок на пусковому режимі крутного моменту на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу тягового сопла і постійній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла та постійному діаметрі вихідного перерізу тягового сопла	16
4. Розрахунок на пусковому режимі крутного моменту на валу ротора при змінній величині діаметра вихідного перерізу тягового сопла і постійній величині діаметрів критичних перерізів підвідного сопла та тягового сопла.....	20
ВИСНОВОК.....	24
Список літератури.....	25

ВСТУП

Інтенсивний розвиток газотранспортних систем обумовлює нові підвищені вимоги до вихідних характеристик і експлуатаційних показників обладнання компресорних станцій (КС) і лінійної частини магістральних газопроводів (МГ).

Надійність і ефективність функціонування основного обладнання КС та МГ багато в чому залежить від запірної і регулюючої арматури, яку використовують в обв'язці КС і на лінійній частині газопроводів.

Основним типом автоматичного приводу, що застосовується в даний час для запірної і регулюючої арматури, як в Україні, так і за кордоном, є пневмогідроприводи, в яких в якості робочого тіла використовується безпосередньо природний газ. В цілому пневматичний (газовий) струминно-реактивний двигун має ряд переваг при застосуванні його в якості приводу арматури перед іншими типами пневматичних приводів. Це простота конструкції, висока надійність, мала інерційність. Простота конструкції зумовлює низьку собівартість виготовлення в порівнянні, наприклад, з шаговими приводами, які мають схожі переваги зі СРД. При цьому не потрібна висока культура виробництва, що зумовлює можливість серійного освоєння СРД на будь-якому неспеціалізованому виробництві.

Проведено дослідження течії газу в проточній частині струминно-реактивної турбіни (СРТ) за допомогою теорії одновимірної адіабатної течії з тертям і програмного комплексу FlowVision. Розглянуто вплив втулки-дифузора після підвідного сопла СРТ на течію газу в проточній частині турбіни.

1 Постановка задачі

Мета роботи: створення 3D-моделі СРТ і підготовка її окремих елементів для розрахунків, а також дослідження течії газу в проточній частині ступені (підвідне сопло + робоче колесо) реверсивної СРТ за допомогою програмного комплексу Flow Vision.

Основними задачами роботи є:

- розробка 3D-моделі виробу за допомогою CAD / CAM / CAE-системи Solid;
- проведення розрахунків проточної частини СРТ на основі методів одновимірної теорії;
- розрахунок параметрів і характеристик СРТ на підставі отриманих даних.

Надалі передбачається застосування даного комплексу для дослідження СРТ при обертанні ротора в середовищі в'язкого газу.

На базі існуючих креслень була створена твердотільна модель СРТ в цілому, а також окремі твердотільні моделі проточної частини ротора турбіни, що відносяться до ступеня "підвідне сопло + робоче колесо". Для цього в якості системи автоматизованого проектування (САПР) використовувалася CAD / CAM / CAE-система Solid. Вона дозволяє здійснювати передачу твердотільних моделей в комплекс FlowVision для подальших розрахунків і досліджень.

Основні геометричні параметри:

- критичний діаметр вихідного перерізу підвідного сопла - 5мм.
- діаметр вихідного перерізу тягового сопла – 11мм.
- діаметр критичного перерізу тягового сопла – 5,2мм.
- діаметр робочого колеса по центру тягових сопел - 200 мм.

З метою дослідження задавалися різні значення діаметрів:

- критичного перерізу підвідного сопла ($d_{кр.п}$, мм), які відповідають наступному ряду: 5,0 мм; 5,5 мм; 6,0 мм; 6,5 мм; 7 мм; 7,5 мм; 8 мм; 8,5 мм; 9 мм; 9,5 мм; 10 мм, при постійному значенні діаметра вихідного перерізу тягового сопла ($d_{кр.т}=11$ мм). Критичний діаметр тягового сопла буде завжди більше на 0,2мм ніж критичний діаметр підвідного сопла;

- критичного перерізу тягового сопла ($d_{кр.т}$), які відповідають наступному ряду: 5,2 мм; 5,5 мм; 6,0 мм; 6,5 мм; 7 мм; 7,5 мм; 8 мм; 8,5 мм; 9 мм; 9,5 мм; 10 мм, при постійному значенні діаметра критичного перерізу підвідного сопла ($d_{кр.п}=5$) і діаметра вихідного перерізу тягового сопла ($d_{кр.т}=11$ мм);

- вихідного перерізу тягового сопла ($d_{кр.т}$), які відповідають наступному ряду: 5,2 мм; 7мм; 8 мм; 9 мм; 10 мм; 11 мм, при постійному значенні діаметра критичного перерізу підвідного сопла ($d_{кр.п} =5,0$ мм) і критичного вихідного перерізу тягового сопла ($d_{кр.т}=5,2$ мм);

Розрахунок ступеня проводився для пускового режиму роботи. Досліджувався вплив зміни величин критичного діаметру підвідного сопла та тягового сопла, а також площі вихідного перерізу тягового сопла на крутний момент вала ротора турбіни.

Допущення:

1. Теплообмін між робочим тілом і навколишнім середовищем був відсутній, тобто процес перебігу газу в проточній частині СРТ - адіабатний.
2. Витоком газу з проточної частини турбіни в навколишнє середовище нехтуємо.

У даній роботі виконано розрахунок параметрів і характеристик СРТ для ступеня «підвідне сопло + робоче колесо», при заданні тисків і температури загальмованого потоку (тобто повних параметрів) на вході в ступінь:

$P_{вх}=5001325$ Па ($P_{вх.надл.} = 4900000$ Па + $P_{н.с} = 101325$ Па); $T_{вх} = 288$ К.

Загальний вигляд твердотільної моделі підвідного сопла наведено на рис.1.1, проточної частини СРТ (ступені «підвідне сопло+робоче колесо») - на рис. 1.2.

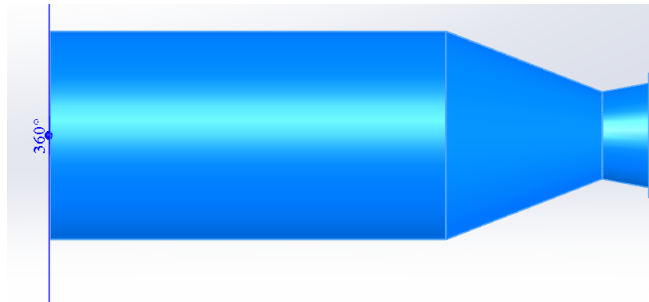


Рисунок 1.1 – Твердотельна модель проточної частини живильного сопла.

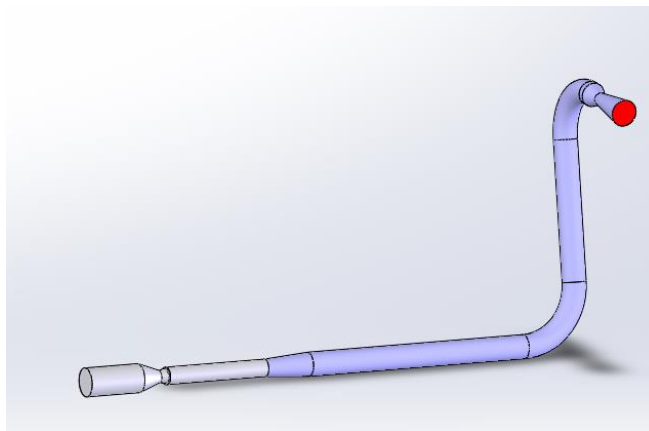


Рисунок 1.2 - Твердотельна модель проточної частини ступені.

Постійними вихідними даними є:

- модель розрахунку - повністю стискаєма рідина;
- базові (опорні) величини:

*температура $T_{on} = T_{окр.сред} = 273K$;

*тиск $P_{on} = P_{окр.сред} = 101325 Па.$

Розрахунок параметрів і характеристик СРТ на пусковому режимі виконуємо по одновимірній теорії.

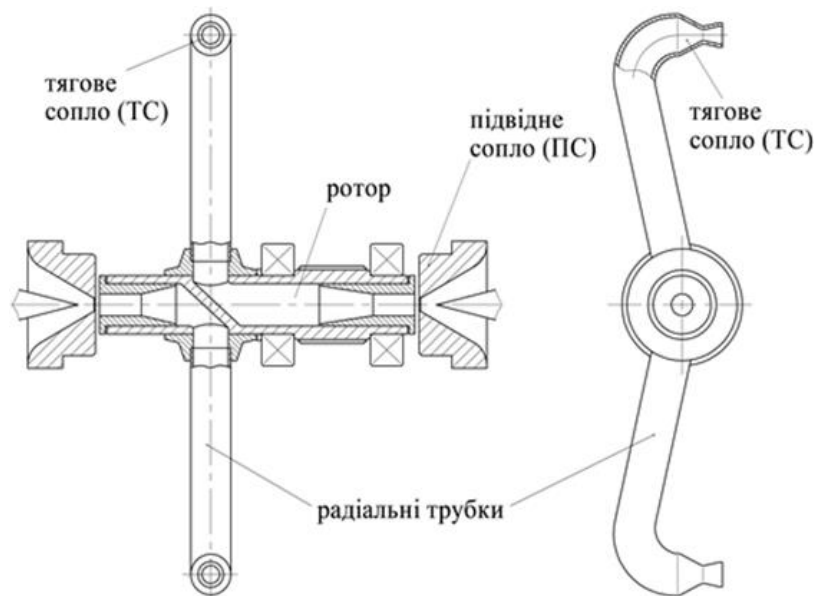


Рисунок 1.3 – Схема реверсивної струминно-реактивної турбіни.

Примітка: при розрахунку по одновимірній теорії радіальна і осьова складові абсолютної і відносної швидкості не розраховуються, а розраховуються тільки швидкості, перпендикулярні вихідному перерізу тягового сопла на діаметрі робочого колеса $D=200\text{мм}$.

Момент на валу СРТ по теоремі про зміну моменту кількості руху потоку газу щодо осі обертання з урахуванням нерозрахування тягового сопла і аеродинамічного опору навколишнього середовища при обертанні ротора визначається за такою формулою:

$$M_T = M'_U + M_{\text{нер}} - M_{\text{с.в}} = M_U - M_{\text{с.в}},$$

де M'_U - момент, обумовлений взаємодією потоку газу з елементами проточної частини СРТ, дорівнює моменту кількості руху маси газу, що витікає з тягового сопла;

$M_{\text{нер}}$ - момент, обумовлений різницею тисків на зрізі тягового сопла і в навколишньому середовищі (момент від нерозрахованості тягового сопла);

$M_{\text{с.в}}$ - момент опору обертанню ротора в навколишньому середовищі (момент аеродинамічного опору ротора, що обертається);

M_U - окружний (рухомий) момент СРТ.

Момент M'_U дорівнює:

$$M'_U = G_m C_{cp.m} \frac{D}{2} = G_m \frac{D}{2} (W_{cp.m} - U) = G_m W_{cp.m} \frac{D}{2} - G_m \frac{D^2}{2} \omega_T$$

де G_m - витрата газу через тягове сопло;

$W_{cp.m}$ - швидкість газу на зрізі (у вихідному перерізі) тягового сопла в відносному русі;

$C_{cp.m}$ - швидкість газу на зрізі тягового сопла в абсолютному русі;

U - окружна швидкість газу в центрі зрізу тягового сопла;

D - діаметрі робочого колеса (діаметр розташування центрів зрізу тягових сопел);

ω_T - кутова швидкість вала СРТ.

Момент $M_{нер}$ виникає за рахунок різниці тисків на зрізі ТС і в навколишньому середовищі:

$$M_{нер} = f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}) \frac{D}{2} = f_{cp.m} P_{окр.ср} (S - 1) \frac{D}{2},$$

де $f_{cp.m}$ - площа зрізу тягового сопла;

$P_{cp.m}$ - статичний тиск на зрізі тягового сопла;

S - газодинамічна ступінь нерозрахування ТС ($S = P_{cp.m} / P_{окр.ср}$).

Момент $M_{с.в}$ дорівнює:

$$M_{с.в} = K_{с.в} \omega_T^2,$$

де $K_{с.в}$ - комплексний коефіцієнт аеродинамічного опору ротора, що обротається.

Окружний момент M_U дорівнює:

$$M_U = M'_U + M_{нер} = \left[G_m C_{cp.m} + f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}) \right] \frac{D}{2},$$

де $f_{cp.m}$ - площа вихідного перерізу (зрізу) тягового сопла;

де $P_{cp.m}$ - статичний тиск на зрізі тягового сопла;

де $P_{окр.ср}$ - тиск в навколишньому середовищі, куди витікає газ.

Для розрахункового режиму (при $P_{cp.m} = P_{окр.ср}$), момент на валу турбіни дорівнює:

$$M_T = M'_U - M_{c.e} .$$

Без урахування моменту опору обертанню ротора в навколишньому середовищі, момент на валу турбіни дорівнює окружному моменту:

$$M_T = M_U .$$

Враховуючи, що $C_{cp.m} = W_{cp.m} - U$, отримуємо:

$$M_U = \left[G_m (W_{cp.m} - U) + f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}) \right] \frac{D}{2}$$

Потужність на валу СРТ:

$$N_T = M_T \cdot \omega_T .$$

ККД СРТ:

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_n h_s} = \frac{N_T}{N_s} ,$$

де N_s - наявна потужність;

G_n - витрата газу через підвідне сопло СРТ;

h_s - ізоентропна робота розширення 1 кг робочого тіла від параметрів гальмування на вході СРТ (P_n^*, T_n^*) до тиску навколишнього середовища ($P_{окр.ср}$).

$$h_s = \frac{k}{k-1} RT_n^* \left[1 - \left(\frac{P_{окр.ср}}{P_n^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] ,$$

де k - показник ізоентропи;

R - питома газова стала;

T_n^* , P_n^* - температура і тиск гальмування перед підвідним соплом (на вході СРТ).

Витрата газу через підвідне сопло:

$$G_n = \frac{\mu B P_n^* f_{кр.n}}{\sqrt{R T_n^*}},$$

де B - коефіцієнт, що залежить від показника ізоентропи газу

$$B = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$

$f_{кр.n}$ - площа критичного перерізу підвідного сопла;

μ - коефіцієнт витрати підвідного сопла.

Витрату газу через тягове сопло можна визначити за рівнянням:

$$G_m = \frac{P_{кр.m}^* \cdot B \cdot f_{кр.m} \cdot q(\lambda_{кр.m})}{\sqrt{R \cdot T_{кр.m}^*}} = \frac{P_{кр.m}^* \cdot B \cdot f_{кр.m} \cdot y(\lambda_{кр.m})}{\sqrt{R \cdot T_{кр.m}^*}} = \frac{P_{кр.m}^* \cdot B \cdot f_{кр.m}}{\sqrt{R \cdot T_{кр.m}^*}};$$

де $P_{кр.m}^*$, $T_{кр.m}^*$ - тиск і температура гальмування у вихідному перерізі тягового сопла;

$q(\lambda_{кр.m})$, $y(\lambda_{кр.m})$ - газодинамічні функції:

$$q(\lambda_{кр.m}) = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_{кр.m} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{кр.m}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{f_{кр.m}}{f_{кр.m}}$$

$$y(\lambda_{кр.m}) = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \frac{\lambda_{кр.m}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{кр.m}^2}$$

При наявності надзвукової частини тягового сопла спочатку визначаємо

$$q(\lambda_{кр.m}) = \frac{f_{кр.m}}{f_{кр.m}}.$$

По $q(\lambda_{кр.m})$ знаходимо $\lambda_{кр.m}$ і $y(\lambda_{кр.m})$.

Якщо не враховувати витоку газу з проточної частини СРТ, то витрата газу через тягове сопло дорівнює витраті газу через підвідне сопло. Тоді отримаємо:

$$\frac{P_{cp.m}^* \cdot B \cdot f_{cp.m} \cdot \gamma(\lambda_{cp.m})}{\sqrt{R \cdot T_{cp.m}^*}} = \frac{\mu B P_n^* f_{kp.n}}{\sqrt{R T_n^*}}.$$

На пусковому режимі $T_n^* = T_{cp.m}^*$. Тоді статичний тиск на зрізі тягового сопла дорівнюватиме:

$$P_{cp.m} = \frac{\mu \cdot P_n^*}{\gamma(\lambda_{cp.m})} \cdot \frac{f_{kp.n}}{f_{cp.m}}.$$

2 Розрахунок на пусковому режимі крутного моменту на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла

Крутний момент на пусковому режимі за одновимірною теорією розраховується за рівнянням:

$$M_U = \left[G_m C_{cp.m} \lambda_{cp.m} + f_{cp.m} (P_{cp.m} - P_{окр.ср}) \right] \frac{D}{2}.$$

Приклад розрахунку для критичного діаметра підвідного сопла 5мм, при значеннях діаметра критичного перерізу тягового сопла ($d_{кр.т}=5,2$) і діаметра вихідного перерізу тягового сопла ($d_{кр.т}=11$ мм) (площі зрізу тягового сопла $f_{cp.m}= 95,033$ мм²).

При наявності надзвукової частини тягового сопла спочатку визначаємо

$$q(\lambda_{cp.m}) = \frac{f_{кр.m}}{f_{cp.m}} = \frac{21,24}{95,033} = 0,223.$$

По $q(\lambda_{cp.m}) = 0,223$ знаходимо $\lambda_{cp.m} = 1,977$ і $y(\lambda_{cp.m}) = 8,946$.

- 1) Значення величини площі критичного перерізу підвідного сопла з діаметром 5 мм визначаємо за формулою:

$$f_{кр.n} = \frac{\pi \cdot d_{кр.n}^2}{4},$$

$$f_{кр.n} = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,63 \text{ мм}^2 = 19,63 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

- 2) Витрата газу через тягове сопло, що дорівнює витраті газу через підвідне сопло, визначаємо за формулою:

$$G_n = \frac{\mu B P_n^* f_{кр.n}}{\sqrt{RT_n^*}},$$

де B - коефіцієнт, що залежить від показника ізоентропи газу

$$B = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$

$$B = \sqrt{1,4 \left(\frac{2}{1,4+1} \right)^{\frac{1,4+1}{1,4-1}}} = 0,685;$$

$$G_n = \frac{0,95 \cdot 0,685 \cdot 5001325 \cdot 19,63 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{287 \cdot 288,15}} = 0,216 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

3) Швидкість в критичному перерізі тягового сопла:

$$C_{cp.m} = a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{cp.m}^*} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_n^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 287 \cdot 288,15} = 310,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

4) Статичний тиск на зрізі тягового сопла:

$$P_{cp.m} = \frac{\mu \cdot P_n^*}{\gamma(\lambda_{cp.m})} \cdot \frac{f_{кр.n}}{f_{cp.m}} = \frac{0,95 \cdot 5001325}{8,946} \cdot \frac{19,63 \cdot 10^{-6}}{95,033 \cdot 10^{-6}} = 109722,4 \text{ Па}$$

5) Момент на валу турбіни:

$$M_u = (G_m \cdot C_{cp.m} \cdot \lambda_{cp.m} + f_{cp.m} \cdot (P_{cp.m} - P_{o.c})) \cdot \frac{D}{2} =$$

$$= (0,216 \cdot 310,6 \cdot 1,977 + 95,033 \cdot 10^{-6} \cdot (109722,4 - 101325)) \cdot \frac{0,2}{2} = 13,34 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

6) Питомий момент на роторі турбіни визначаємо за формулою:

$$M_{y\partial.n} = \frac{M_u}{G_m}, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{y\partial.n} = \frac{1,334}{0,0216} = 61,77 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{кг}$$

Аналогічно виконуємо розрахунки для заданого ряду критичних діаметрів підвідного сопла ($d_{кр.п}$) : 5,5 мм; 6,0 мм; 6,5 мм; 7 мм; 7,5 мм; 8 мм; 8,5мм; 9 мм; 9,5 мм; 10 мм. Враховуємо, що критичний діаметр тягового сопла буде завжди більше на 0,2мм ніж критичний діаметр підвідного сопла. Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.1 і будуємо залежність пускового моменту на валу СРТ від діаметра критичного перерізу підвідного сопла (рис. 2.1) і залежність питомого пускового моменту від діаметра критичного перерізу підвідного сопла (рис. 2.2).

Таблиця 2.1. – Результати розрахунків при постійній площі вихідного перерізу підвідного сопла.

$d_{кр.п}, мм$	$f_{кр.п}, мм^2$	$G_n, \frac{кг}{с}$	$P_{ср.п}, Па$	$M_u, Н \cdot м$	$M_{уд.п}, Н \cdot м \cdot с / кг$
5	19,637	0,216	109722	13,342	61,775
5,5	23,758	0,261	147414	16,117	61,671
6	28,274	0,311	194266	19,0829	61,356
6,5	33,183	0,365	251977	22,224	60,886
7	38,484	0,423	322800	25,522	60,289
7,5	44,178	0,486	409154	28,96	59,598
8	50,265	0,553	513061	32,54	58,853
8,5	56,744	0,624	638462	36,24	58,06
9	63,616	0,699	801537	39,94	57,086
9,5	70,75	0,78	1006583	43,71	56,067
10	78,539	0,864	1274945	47,51	54,9

При постійній геометрії тягового сопла не рекомендовано робити підвідне сопло з критичним діаметром меншим ніж 5мм, так як статичний тиск буде менше ніж атмосферний і буде відбуватись перерозширення.

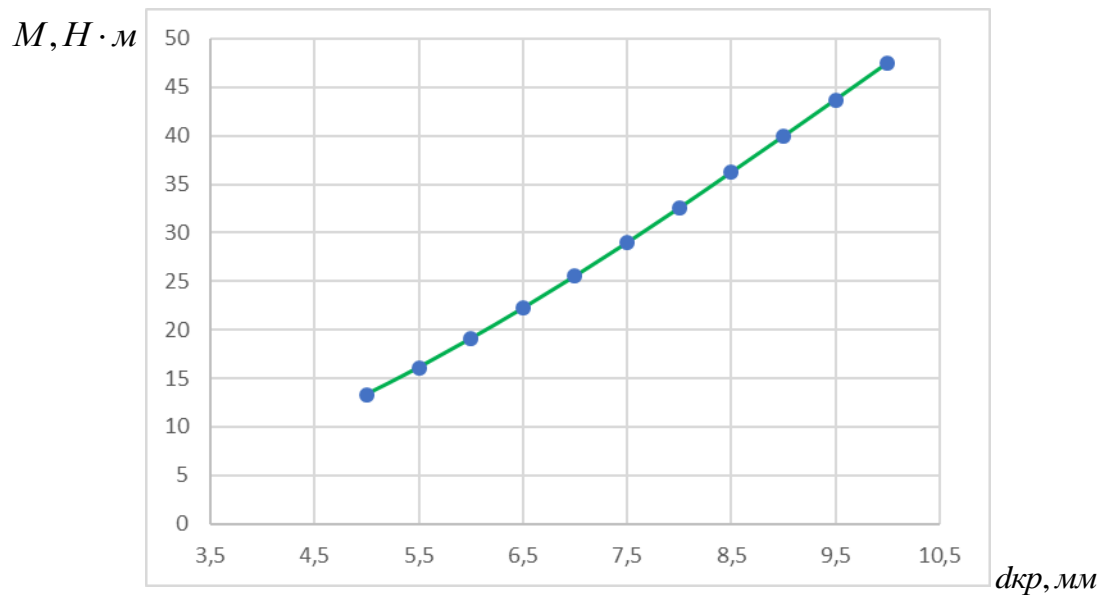


Рисунок 2.1 - Графіки залежності крутного моменту від діаметра критичного перерізу підвідного сопла.

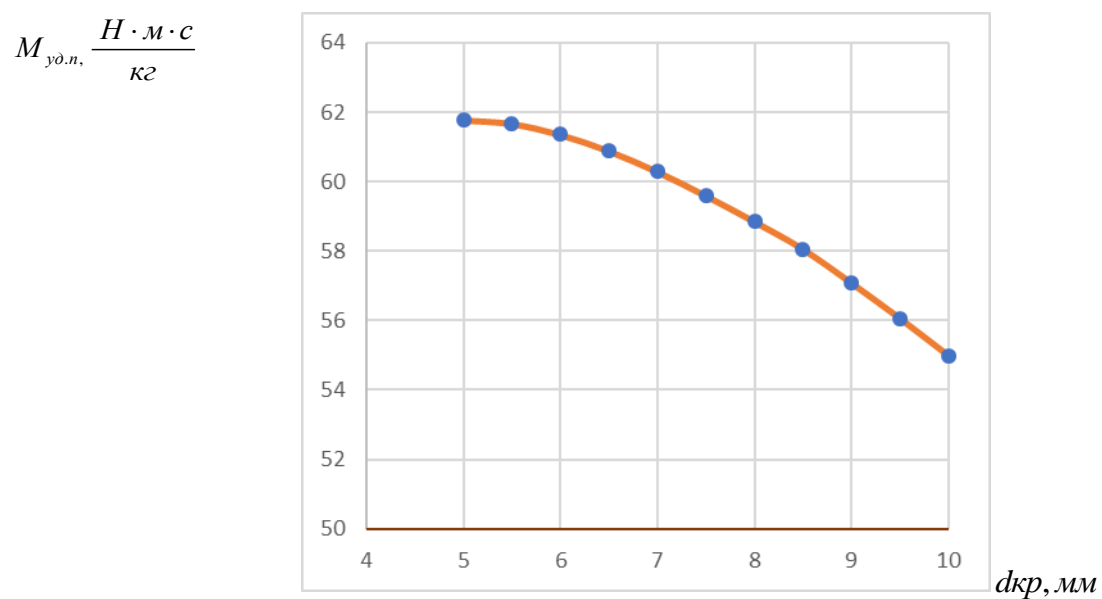


Рисунок 2.2- Графік залежності питомого моменту від діаметра критичного перерізу підвідного сопла.

3. Розрахунок на пусковому режимі крутного моменту на валу ротора при змінній величині діаметра критичного перерізу тягового сопла і постійній величині діаметра критичного перерізу підвідного сопла та постійному діаметрі вихідного перерізу тягового сопла

Приклад розрахунку для критичного діаметра тягового сопла 5,2 мм, при значеннях діаметра критичного перерізу підвідного сопла ($d_{кр.п}=5$ мм) і діаметра вихідного перерізу тягового сопла ($d_{кр.т}=11$ мм) (площі зрізу тягового сопла $f_{кр.т} = 95,033$ мм²).

При наявності надзвукової частини тягового сопла спочатку визначаємо

$$q(\lambda_{кр.м}) = \frac{f_{кр.м}}{f_{кр.т}} = \frac{21,24}{95,033} = 0,223.$$

По $q(\lambda_{кр.м}) = 0,223$ знаходимо $\lambda_{кр.м} = 1,977$ і $y(\lambda_{кр.м}) = 8,947$. Значення $q(\lambda_{кр.м})$ залежать від критичного діаметру тягового сопла, тому всі отриманні значення газодинамічних функцій заносимо в табл. 3.1.

1) Значення величини площі критичного перерізу тягового сопла з діаметром 3,5 мм визначаємо за формулою:

$$f_{кр.м} = \frac{\pi \cdot d_{кр.м}^2}{4},$$
$$f_{кр.м} = \frac{\pi \cdot 3,5^2}{4} = 9,62$$

2) Витрата газу через тягове сопло, що дорівнює витраті газу через підвідне сопло, визначаємо за формулою:

$$G_n = \frac{\mu B P_n^* f_{кр.п}}{\sqrt{RT_n^*}},$$

де B - коефіцієнт, що залежить від показника ізоентропи газу

$$B = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$

$$B = \sqrt{1,4 \left(\frac{2}{1,4+1} \right)^{\frac{1,4+1}{1,4-1}}} = 0,685;$$

$$G_n = \frac{0,95 \cdot 0,685 \cdot 5001325 \cdot 19,63 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{287 \cdot 288,15}} = 0,216 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

3) Швидкість в критичному перерізі тягового сопла:

$$C_{ср.м} = a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{ср.м}^*} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_n^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 287 \cdot 288,15} = 310,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

4) Статичний тиск на зрізі тягового сопла:

$$P_{ср.м} = \frac{\mu \cdot P_n^*}{\gamma(\lambda_{ср.м})} \cdot \frac{f_{кр.п}}{f_{ср.м}} = \frac{0,95 \cdot 5001325}{8,947} \cdot \frac{19,637 \cdot 10^{-6}}{95,033 \cdot 10^{-6}} = 109722 \text{ Па}$$

5) Момент на валу турбіни:

$$M_u = \left(G_m \cdot C_{ср.м} \cdot \lambda_{ср.м} + f_{кр.м} \cdot (P_{ср.м} - P_{o.c}) \right) \cdot \frac{D}{2} = \\ = \left(0,233 \cdot 310,6 \cdot 1,977 + 95,033 \cdot 10^{-6} \cdot (109722 - 101325) \right) \cdot \frac{0,2}{2} = 13,34 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

б) Питомий момент на роторі турбіни визначаємо за формулою:

$$M_{y.d.n} = \frac{M_u}{G_m}, H \cdot m$$

$$M_{y.d.n} = \frac{1,334}{0,0216} = 61,77 H \cdot m \cdot c / \kappa z$$

Аналогічно виконуємо розрахунки для заданого ряду критичних діаметрів тягового сопла ($d_{кр.т}$) : 5,5 мм; 6,0 мм; 6,5 мм; 7 мм; 7,5 мм; 8 мм; 8,5мм; 9 мм; 9,5 мм; 10 мм. Результати розрахунків зводимо в таблицю 3.1 і будуємо залежність пускового моменту на валу СРТ від діаметра критичного перерізу тягового сопла (рис. 3.1) і залежність питомого пускового моменту від діаметра критичного перерізу тяговогоого сопла (рис. 3.2).

Таблиця 3.1. – Результати розрахунків при змінному критичному діаметрі перерізу тягового сопла.

$d_{кр.т}, мм$	$f_{кр.т}, мм^2$	$q(\lambda_{кр.т})$	$\lambda_{кр.т}$	$y(\lambda_{кр.т})$	$P_{кр.т}, Па$	$M_u, H \cdot m$	$M_{y.d.n}, H \cdot m \cdot c / \kappa z$
5,2	21,24	0,223	1,977	8,947	109722	13,34	61,77
5,5	23,758	0,25	1,949	8,379	117149	13,22	61,23
6	28,274	0,297	1,907	7,637	128537,8	13,05	60,42
6,5	33,183	0,349	1,82	6,409	153161	12,7	58,81
7	38,484	0,405	1,8	6,1725	159035	12,62	58,44
7,5	44,178	0,465	1,71	5,261	186566,8	12,28	56,86
8	50,265	0,529	1,68	5	196177	12,17	56,35
8,5	56,744	0,597	1,62	4,542	216120	11,95	55,36
9	63,616	0,669	1,55	4,077	240729	11,72	54,27
9,5	70,75	0,746	1,485	3,703	26545	11,51	53,32
10	78.539	0,826	1,378	3,18	308684,8	11,21	51,92

$M_u, H \cdot m$

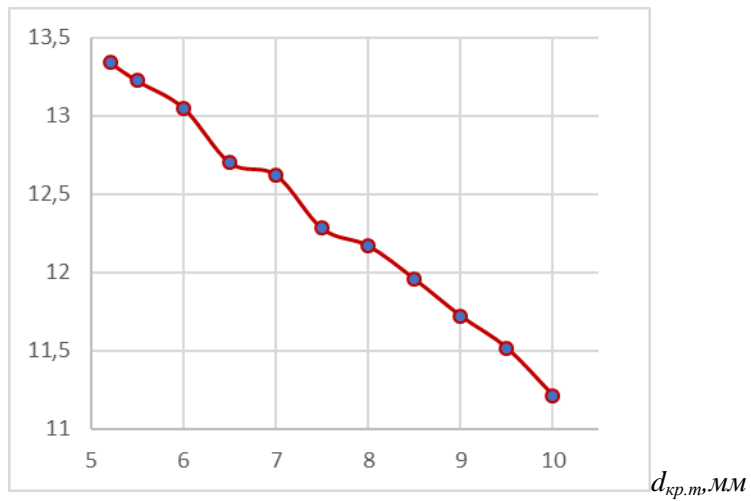


Рисунок 3.1 - Графіки залежності крутного моменту від діаметра критичного перерізу тягового сопла.

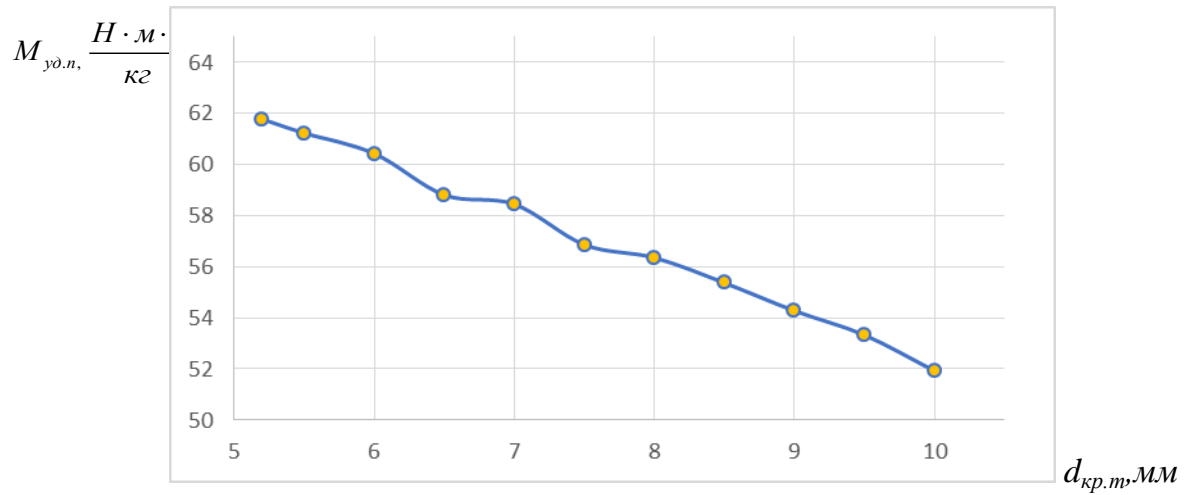


Рисунок 3.2- Графік залежності питомого моменту від діаметра критичного перерізу тягового сопла.

4 Розрахунок крутного моменту на валу ротора при змінній величині діаметру вихідного перерізу тягового сопла і постійній величині діаметрів критичних перерізів підвідного сопла та тягового сопла

За наведеним у розділі 2 алгоритмі розраховуємо пускові і питомі пускові моменти при постійному діаметрі критичного перерізу підвідного сопла, рівному 5,0 мм та діаметрі критичного перерізу тягового сопла, рівному 5,2 мм і змінному значенні діаметру вихідного перерізу тягового сопла. На рисунку 4.1 зображена твердотельна модель тягового сопла з діаметром вихідного перерізу 11 мм.

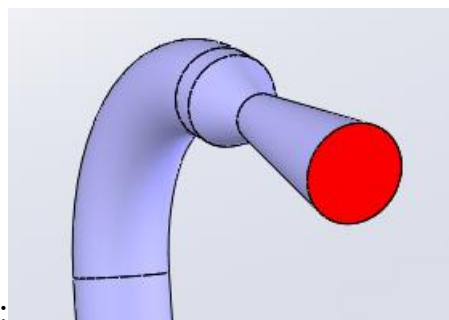


Рисунок 4.1 – Твердотельная модель тягового сопла.

Приклад розрахунку діаметру вихідного перерізу тягового сопла 5,2мм при діаметрі критичного перерізу підвідного сопла 5,0 мм та діаметрі критичного перерізу тягового сопла 5,2 мм.

- 1) Значення величини площі критичного перетину тягового сопла діаметром визначаємо за формулою:

$$f_{cp.m} = \frac{\pi \cdot d_{cp.m}^2}{4}$$

$$f_{cp.m} = \frac{\pi \cdot 5,2^2}{4} = 21,24 \text{ мм}^2 = 21,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

2) Витрата газу через тягове сопло, рівний витраті газу через підвідне сопло, визначаємо за формулою:

$$G_n = \frac{\mu B P_n^* f_{кр.n}}{\sqrt{RT_n^*}},$$

де B - коефіцієнт, що залежить від показника ізоентропи газу

$$B = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$

$$B = \sqrt{1,4 \left(\frac{2}{1,4+1} \right)^{\frac{1,4+1}{1,4-1}}} = 0,685;$$

$$G_n = \frac{0,95 \cdot 0,685 \cdot 5001325 \cdot 9,5033 \cdot 10^{-5}}{\sqrt{287 \cdot 288,15}} = 1,045 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

3) Швидкість на виході з тягового сопла:

$$C_{cp.m} = a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{cp.m}^*} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_n^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 287 \cdot 288,15} = 310,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

4) Статистичне тиск на зрізі тягового сопла

$$P_{cp.m} = \frac{\mu \cdot P_n^*}{\gamma(\lambda_{cp.m})} \cdot \frac{f_{кр.n}}{f_{cp.m}} = \frac{0,95 \cdot 5001325}{1,8929} \cdot \frac{19,63 \cdot 10^{-6}}{95,033 \cdot 10^{-6}} = 518599,3 \text{ Па}$$

5) Момент на валу турбіни

$$\begin{aligned} M_u &= \left(G_m \cdot C_{cp.m} + f_{cp.m} \cdot (P_{cp.m} - P_{o.c}) \right) \cdot \frac{D}{2} = \\ &= \left(1,045 \cdot 310,6 + 19,63 \cdot 10^{-6} \cdot (518599,3 - 101325) \right) \cdot \frac{0,2}{2} = 36,43 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

Дані для побудови графіка залежності крутного моменту від діаметру вхідного перерізу тягового сопла та залежність питомого моменту від діаметру

вихідного перетину тягового сопла зводимо в таблицю 4.1 і представляємо у вигляді залежності пускового моменту від діаметра вихідного перерізу підвідного сопла (рис. 4.2) та залежності питомого пускового моменту від діаметру вихідного перерізу тягового сопла (рис.4,3).

Таблиця 4.1 – Результати розрахунків при змінному вихідному перерізі тягового сопла

$d, мм$	5,2	7	8	9	10	11
$f_{cp,m}, мм^2$	21,237	38,48	50,24	63,617	78,5	95,033
$q(\lambda_{cp,t})$	1	0,551	0,422	0,333	0,27	0,223
$\lambda_{cp,t}$	1	1,679	1,782	18,68	1,929	1,977
$y(\lambda_{cp,t})$	1,892	5,003	5,97	7,04	8,011	8,946
$G_m, \frac{кг}{с}$	0,216	0,216	0,216	0,216	0,216	0,216
$P_{cp,m}, Па$	2320684	484517	310965,2	208234,3	148341,1	109722,4
$M_u, Н \cdot м$	11,42	12,74	13,007	13,21	13,3	13,34
$M_{yod.n.}, Н \cdot м \cdot с / кг$	52,88	59	60,225	61,169	61,623	61,775

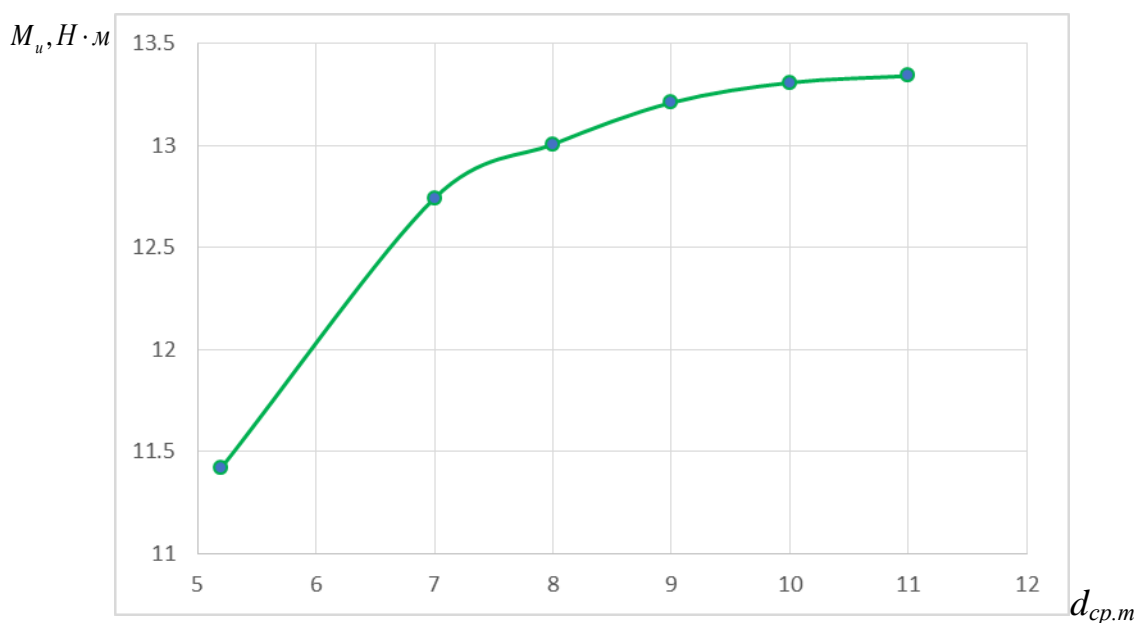


Рисунок 4.2 Графік залежності крутного моменту на валу ротора від величини вихідного діаметру тягового сопла

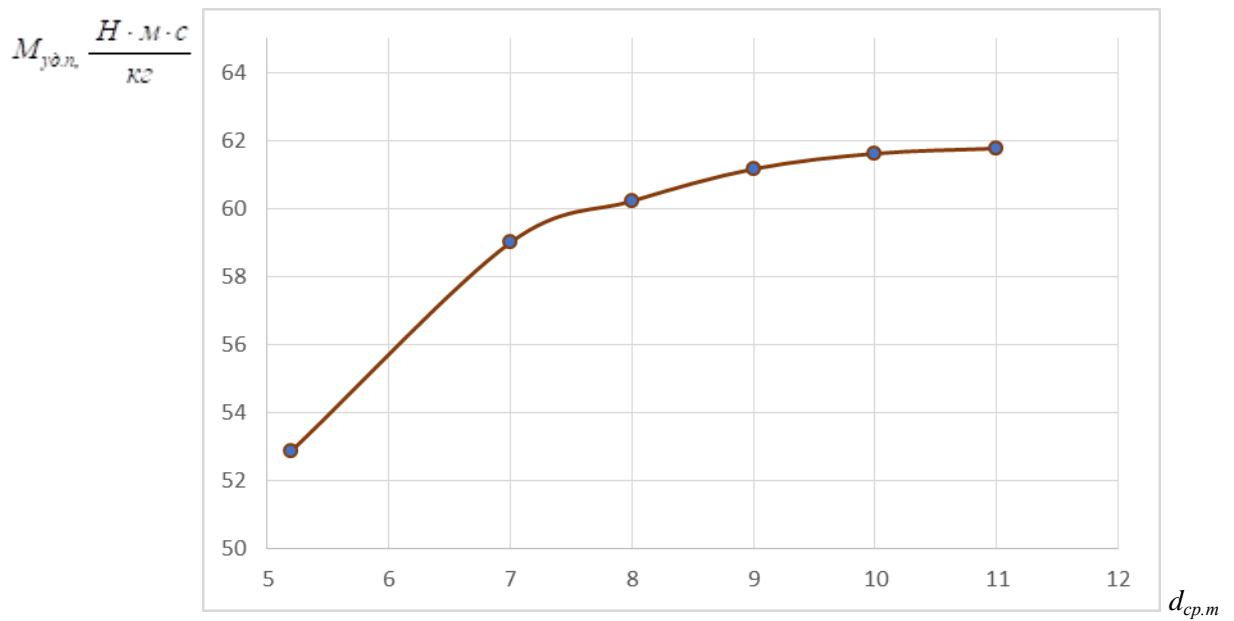


Рисунок 4.3 – Графік залежності питомого пускового моменту від величини критичних діаметрів підвідного та тягового сопел

Надалі передбачається проведення обчислювального експерименту з використанням розробленої твердотільної моделі (рис. 1.2) і порівняння отриманих результатів з результатами розрахунків по одновимірній теорії.

ВИСНОВОК

1. Розроблена 3D-модель СРТ за допомогою CAD / CAM / CAE-системи Solid.
2. Вибрані діапазони зміни основних геометричних параметрів СРТ і розроблені твердотільні моделі СРТ для проведення обчислювального експерименту.
3. Отримані залежності пускового моменту і питомого пускового моменту на валу ротора СРТ від діаметра критичного перерізу підвідного сопла. Зі збільшенням діаметра критичного перерізу підвідного сопла пусковий момент збільшується, а питомий пусковий момент зменшується.
4. Отримано залежності пускового моменту і питомого пускового моменту на валу ротора СРТ від зміни критичного діаметра вихідного перерізу тягового сопла при постійному критичному діаметрі підвідного сопла та при постійному діаметрі вихідного перерізу тягового сопла. Зі збільшенням критичного перерізу тягового сопла пусковий момент і питомий пусковий момент зменшуються.
5. Отримано залежності пускового моменту і питомого пускового моменту на валу ротора СРТ від зміни діаметра вихідного перерізу тягового сопла при постійному критичному діаметрі підвідного сопла та постійному критичному діаметрі тягового сопла. Зі збільшенням діаметру вихідного перерізу тягового сопла пусковий момент і питомий пусковий момент збільшуються.
6. В подальшому передбачається проведення обчислювального експерименту з використанням розробленої твердотільної моделі і порівняння отриманих результатів з результатами розрахунків по одновимірній теорії.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Абрамович Г. Н. Прикладна газова динаміка. - М.: Наука, 1969.
2. Аеродинаміка дифузорів і вихлопних патрубків турбомашин / А. Ш. Дорфман, М. М. Назарчук, Н. І. Польський та ін.; Під ред. І. Т. Швеця. - Київ: АН УРСР, 1960.
3. Ванєєв С.М., Євтушенко О.О., методичні вказівки по курсовому і дипломному проектуванню "Розрахунок струминно-реактивної турбіни" для студентів спеціальності 7.090209 "Гідравлічні машини, гідропривід і гідропневмоавтоматика." СумДУ 1997.