

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Призначення і реалізація газотурбінного наддуву ДВЗ.....	4
2 Турбокомпресори для наддуву ДВЗ.....	10
3 Методика розрахунку турбокомпресора.....	15
3.1 Вихідні дані для розрахунку турбіни турбокомпресора.	15
3.2 Послідовність розрахунку турбіни турбокомпресора....	19
Список літератури.....	31

ВСТУП

Газотурбінний наддув є одним з найпоширеніших методів підвищення питомої потужності дизелів.

Більшість сучасних чотиритактних дизелів виготовляється з газотурбінним наддувом. Наддув чотиритактних дизелів дозволяє збільшити їх потужність на 100 ... 150 % в порівнянні з потужністю дизелів без наддуву. При цьому зберігається надійність і економічність роботи дизеля. Значного поширення набув також газотурбінний наддув двотактних дизелів.

В даний час чотиритактні дизелі з газотурбінним наддувом виготовляються промисловістю для установлення як автомобільні, судові, тепловозні і стаціонарні двигуни.

1 ПРИЗНАЧЕННЯ І РЕАЛІЗАЦІЯ ГАЗОТУРБІННОГО НАДДУВУ ДВЗ

На виході з циліндра ДВЗ випускні гази мають досить високу енергію, яка реалізується у вигляді роботи.

Відомі два способи використання енергії випускних газів у двигунах: перший — корисний ефект отримують без будь-яких додаткових пристроїв; другий — такі пристрої застосовують.

У першому випадку енергію випускних газів використовують для поліпшення показників газообміну в циліндрі двигуна. Сконструювавши відповідним чином випускний трубопровід і вибравши оптимальні фази газорозподілу, можна за рахунок газодинамічних явищ отримати таку зміну тиску на випуску, при якому істотно зростає маса свіжого заряду, зменшується негативна робота процесу випуску, а, отже, поліпшуються ефективні показники двигуна.

У другому випадку застосовують додаткові пристрої: котли-утилізатори теплоти, хвильові обмінники тиску і газові турбіни. У великих судових і стаціонарних силових установках з двигунами внутрішнього згоряння для отримання пари або гарячої води широко застосовують котли-утилізатори теплоти випускних газів. У хвильовому обміннику тиску відбувається попереднє стиснення повітря (або суміші) перед його надходженням в циліндр. У самому

хвильовому обміннику робота не проводиться, а лише створюються необхідні умови для обміну енергією між випускними газами і свіжою сумішшю. Найбільш поширена схема з приводним нагнітачем зображена на рисунку 1.1.

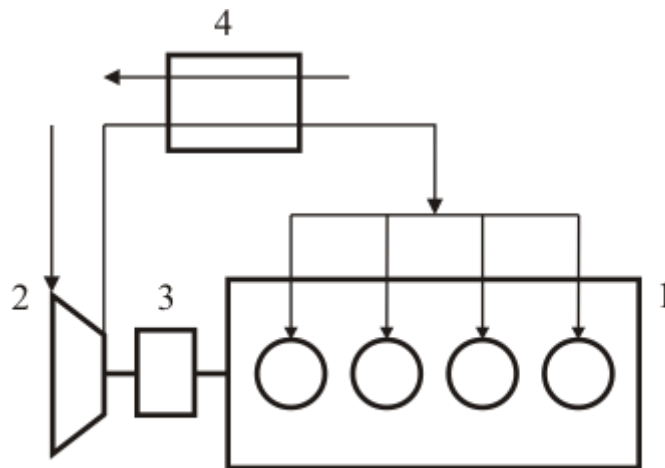


Рисунок 1.1 – Схема наддуву із приводним нагнітачем

Нагнітач 2 приводиться в дію від двигуна 1 через підвищувальний редуктор 3. Стисле повітря охолоджується в радіаторі 4 і надходить в циліндри двигуна. Відпрацьовані гази двигуна випускаються в атмосферу. Необхідність в редукторі обумовлюється тим, що експлуатаційне число обертів застосовуваних нагнітачів може досягати $20000 \dots 30000 \text{ хв}^{-1}$, що значно вище числа обертів двигуна. Іноді використовують ступінчастий редуктор, що дозволяє в певних межах регулювати тиск наддуву. Радіатор не є обов'язковим елементом схеми двигуна з наддувом, проте він сприяє збільшенню густини повітря, що надходить у двигун, і зменшенню середньої температури газів в циліндрі. Якщо встановлений багатоступінчастий нагнітач, то повітря доцільно охолоджувати також між ступенями, що зменшує потужність, затрачену на привод нагнітача.

Частина енергії відпрацьованих в циліндрі газів може бути корисно використана, якщо подавати їх при підвищеному тиску в апарат, що працює за рахунок потенційної енергії газів. Як такий апарату встановлюють турбіну, потужність якої використовується для привода нагнітача. Такий апарат отримав назву **турбокомпресора**. Схему двигуна внутрішнього згорання з використанням турбокомпресора 5 подано на рисунку 1.2.

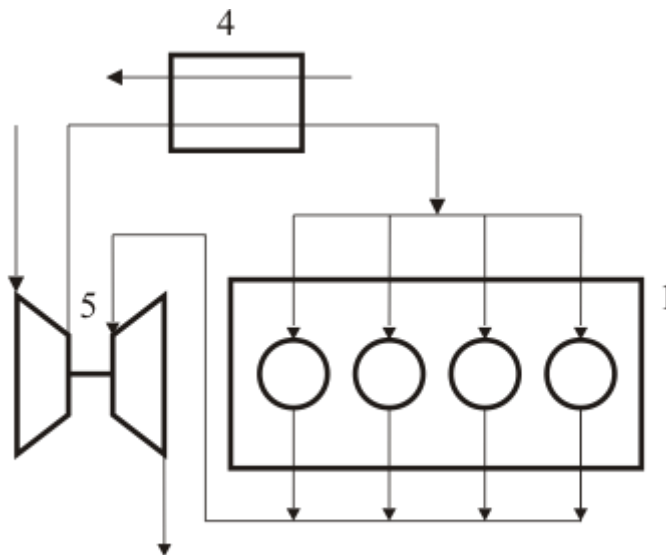


Рисунок 1.2 – Схема наддуву із турбокомпресором

В даний час випускаються турбокомпресори різних типорозмірів, які встановлюються на існуючі двигуни і забезпечують підвищення їх потужності в 1,5 ... 2 рази.

Питома витрата палива після установа турбокомпресора зменшується в основному за рахунок зменшення відносної частки роботи тертя в двигуні і відносних втрат тепла в системі охолодження. У двигунів з турбонаддувом прийманість дещо гірше, а тиск наддуву в більшій мірі залежить від числа обертів і від числа оборотів і навантаження, ніж у двигунів з приводними нагнітачами.

Умови роботи газової турбіни в поєднанні з поршневим двигуном можна характеризувати як несприятливі. Періодичне відкриття випускних клапанів і пов'язані з цим великі амплітуди тиску і швидкості нестационарного потоку газу в випускному трубопроводі служать причиною значних втрат працездатності газу при перетіканні його в турбіну. Втрати в турбіні внаслідок нестационарності потоку також помітно більше, ніж при стаціонарному потоці.

У найбільш сприятливих умовах працює турбіна комбінованого двигуна з випускним трубопроводом (колектором) великого поперечного перерізу і обсягу, який виконує роль ресивера. Під час вільного випуску в випускному патрубку утворюється хвиля тиску великої амплітуди. Потім відбувається розширення газу, викликане різкою зміною площі перетину на

стику патрубку з колектором. Амплітуди тиску і температури газу перед турбіною невеликі і в кілька разів менше, ніж в патрубок за випускним клапаном або вікнами. Звідси походить назва – система наддуву з турбіною *постійного тиску*.

Імпульсну випускную систему виконують з роздільними випускними трубопроводами для груп з кількох циліндрів. Її проектують з таким розрахунком, щоб в конкретних умовах компонування двигуна з урахуванням розташування турбіни і компресора зменшити до мінімуму втрату енергії хвилі тиску. В такому трубопроводі запобігається накладення хвиль тиску і розрідження, а також змішання потоків газів, що витікають з окремих циліндрів. Це зумовлює значне зменшення втрат працездатності газу. Внаслідок циклічної зміни тиску на вході в імпульсну турбіну протягом циклу змінюється режим течії, і її робота в довільний момент часу залежить від наявного теплоперепадку, коефіцієнта корисної дії турбіни і витрати газу в ній за нескінченно малий інтервал часу.

Ефективний ККД турбіни залежить в основному від безрозмірної колової швидкості колеса, яка змінюється відповідно до умовної адіабатної швидкості $C_{ад}$, оскільки відхилення окружної швидкості колеса не перевищують 3 % середньої за цикл величини внаслідок відносно великого моменту інерції ротора турбіни. ККД турбіни досягає максимуму при значенні $U/C_{ад} \cong 0$. Зі зменшенням тиску на вході швидкість $C_{ад}$ і витрата газу G_T зменшуються, а ККД турбіни знижується до нуля при $U/C_{ад} > 1$. Низький ККД турбіна має і при швидкостях газу, які значно перевищують розрахункове значення, коли $U/C_{ад} \cong 0$. На нерозрахункових режимах при великих швидкостях газу на вході в колесо кут входу потоку відрізняється від розрахункового, і ККД турбіни різко зменшується через втрати на удар. Ці втрати виникають внаслідок відриву потоку з утворенням вихрової зони за точкою відриву на опуклій стороні лопатки. Таким чином, імпульсна турбіна працює значну частину часу на нерозрахункових режимах з ККД, значно меншим максимального, який турбіна досягає на оптимальному стаціонарному режимі, близькому до розрахункового. Ефективність роботи імпульсної турбіни оцінюють середнім за цикл (середньозваженим) ККД, рівним відношенню корисної

роботи турбіни за цикл до роботи турбіни при зворотньому адіабатному процесі розширення.

Середній ККД імпульсної турбіни менше ККД турбіни постійного тиску, яка працює при параметрах газу на вході, що мало змінюються. Однак робота (і потужність) імпульсної турбіни може бути як менше, так і більше (при однакових умовах) роботи турбіни постійного тиску, так як втрати працездатності газу при перетіканні його з циліндра в турбіну в імпульсній системі менше, а наявний (сумарний за цикл) теплоперепад більше.

В імпульсній турбіні з двома і більше вхідними патрубками, з завиткою, розділеною на сектори, додаткові втрати виникають в зв'язку з парціальністю роботи турбіни.

Ступінь парціальності дорівнює відношенню площі поперечного перерізу соплового апарату, включеного в роботу, до всієї його площі. Наприклад, ступінь парціальності турбіни з двома однаковими секторами може бути 0,5 або 1. Така парціальність називається *геометричною*. Поряд з геометричною в імпульсній турбіні виникає *кінематична* парціальність. Це проявляється в тому, що при проходженні хвиль тиску з різних трубопроводів в секторах імпульсної турбіни тиск неоднаковий, причому величини тисків і співвідношення між ними впродовж циклу змінюються. Втрати енергії, пов'язані з перетіканням газу через зазори з сектора з великим тиском в сектор з меншим тиском, знижують ККД турбіни і тим помітніше, чим більше ступінь парціальності турбіни.

Недоліки схеми з приводним турбонагнітачем частково усуваються в двигуні з комбінованим наддувом, в якому турбокомпресор 5 використовується тільки в одному ступені наддуву (рисунок 1.3).

Зі збільшенням тиску наддуву і відповідно тиском перед турбіною її потужність може перевищувати потужність, споживану компресором. У цьому випадку надмірна потужність турбіни використовується для підвищення потужності двигуна.

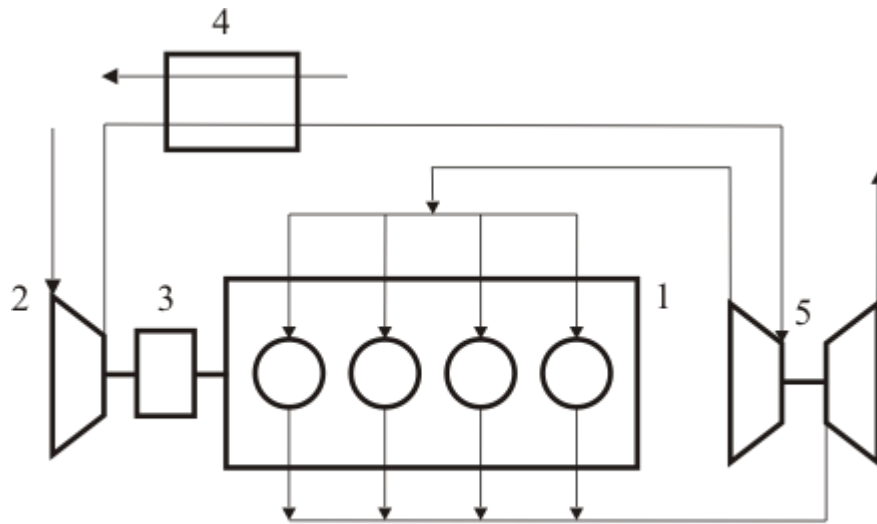


Рисунок 1.3 – Схема наддуву із турбокомпресором і приводним нагнітачем

Така схема комбінованого турбопоршневого двигуна наведена на рисунку 1.4. На розрахункових режимах роботи надлишкова потужність турбіни турбокомпресора 5 передається на вал двигуна 1 через редуктор 3. При запуску двигуна і малих навантаженнях через той же редуктор додаткова потужність підводиться до нагнітача.

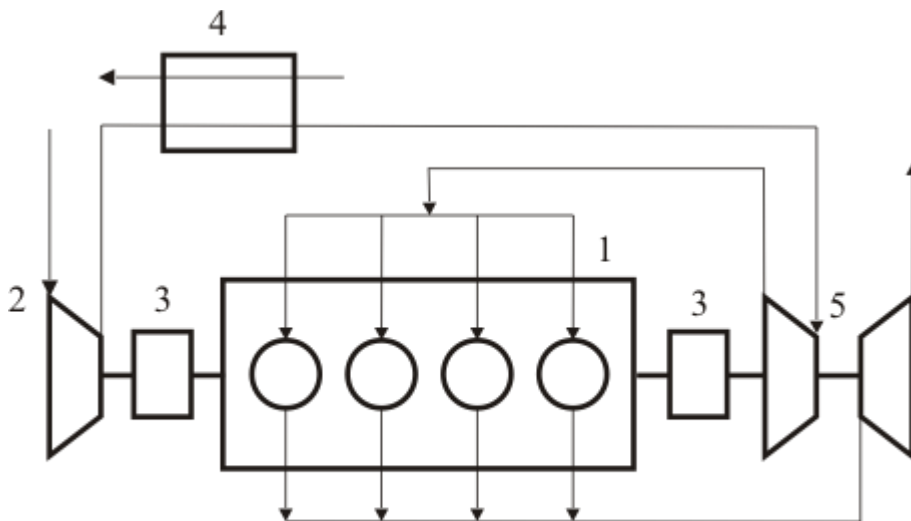


Рисунок 1.4 – Схема комбінованого турбопоршневого двигуна

Створення комбінованих турбопоршневих двигунів на базі існуючих конструкцій поршневих двигунів і турбокомпресорів дозволяє істотно поліпшити їхні експлуатаційні показники.

2 ТУРБОКОМПРЕСОРИ ДЛЯ НАДДУВУ ДВЗ

Турбокомпресором називають агрегат, що складається з компресора і газової турбіни, робочі колеса яких розташовані на одному валу. Енергія, необхідна для стиснення повітря компресором, надходить від газової турбіни. Необхідною умовою роботи турбокомпресора, крім рівності частот обертання турбіни і компресора, є також рівність їх ефективних потужностей на будь-якому режимі.

Маркування турбокомпресора включає тип приводної турбіни і розміри компресора. Приводна газова турбіна може бути або осьовою, або вісерадіальною (вхід газу – радіальний, вихід – осьовий). Компресор, як правило, використовується одного типу – відцентровий. Наприклад, турбокомпресор ТКР-11 включає радіально-осьову турбіну і відцентровий компресор з діаметром колеса 110 мм, турбокомпресор ТК-38 складається з осьової турбіни і відцентрового компресора з діаметром колеса 380 мм.

Крім того, в маркування турбокомпресора включають літеру, яка характеризує величину тиску, що створюється компресором:

Н – низький тиск;

С – середній тиск;

В – високий тиск.

З урахуванням цього маркування турбокомпресора може бути таким: ТК-38С.

Таким чином, для наддуву ДВЗ можна застосувати турбокомпресор, який забезпечує необхідний рівень тиску наддувного повітря.

Нижче наведено список турбокомпресорів, які можуть бути використані на транспортних двигунах:

ТКР-5,5	ТКР-7	ТКР-8,5	ТКР-11	ТК-18	ТК-21	ТК-23
ТК-26	ТК-30	ТК-34	ТК-35	ТК-38	ТК-41	ТК-48

Як приклад розглянемо турбокомпресор ТКР-11. На рисунку 2.1 подано фотографію цього поширеного турбокомпресора.



Рисинок 2.1 – Турбокомпресор ТКР-11Н2

Турбокомпресор ТКР-11 встановлюється на двигунах транспортного і сільськогосподарського призначення. Технічні характеристики турбокомпресора для номінального режиму експлуатації наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики турбокомпресора ТКР-11Н2

Найменування	Величина
Подача турбокомпресора, кг/с	0.113 ± 0.0017
Ступінь підвищення тиску	1.43
Діаметр колеса компресора, мм	110
Частота обертання вала ротора, об/хв	40000
ККД компресора, не менше	0.71
ККД турбіни, не менше	0.68
Габаритні розміри, мм, не більше	248 X 253 X 296
Маса, кг, не більше	18

Турбокомпресор ТКР-11 з доцентровою турбіною, його встановлюють на чотиритактні двигуни типу 6ЧН 13/11,5 та ін.

Турбокомпресор розрахований на температуру газу перед турбіною 700°C і максимальний ступінь підвищення тиску 2,5. Компресор виконаний з лопатковим дифузором, а турбіна має лопатковий сопловий апарат. Корпус компресора, вставку, виготовлену як одне ціле з лопатковим дифузором, а також корпус підшипників відливають з алюмінієвого сплаву.

Підшипниковий вузол являє собою бронзову втулку, посаджену з зазором в корпус і утримувану від повороту фіксатором, який одночасно служить для підведення масла до цього вузла. Корпус турбіни складається з власного корпусу і вставки. Ротор турбокомпресора складається з робочого колеса турбіни, з'єднаного з валом за допомогою зварювання тертям, і робочого колеса компресора, притиснутого до втулки ущільнення гайкою. Колесо турбіни відливають з жароміцного сплаву. Масляна порожнина ущільнюється чотирма розрізними кільцями типу поршневих.

Турбокомпресор **ТКР-7С** (рисунок 2.2) складається з доцентрової турбіни і відцентрового компресора, з'єднаних між собою підшипниковим вузлом. Турбіна з корпусом 1 з високоміцного чавуну ВЧ40 перетворює енергію вихлопних газів в механічну енергію обертання ротора турбокомпресора, яка потім в компресорному ступені перетворюється в роботу стиснення повітря.

Ротор турбокомпресора **ТКР-7С** складається з колеса турбіни 2 з валом 3, колеса компресора 4, масловідбивача і втулки, закріплених на валу гайкою 11. Колесо турбіни відливається з жароміцного сплаву за виплавленими моделями і зварюється з валом зі сталі тертям. Колесо компресора з загнутими у напрямку обертання назад лопатками виконується з алюмінієвого сплаву і після механічної обробки динамічно балансується до величини $0,4 \text{ г}\cdot\text{мм}$. Підшипникові цапфи вала ротора гартуються струмом високої частоти на глибину 1-1,5 мм до твердості 52-57 одиниць НРС. Після механічної обробки ротор динамічно балансується до величини $0,5 \text{ г}\cdot\text{мм}$.

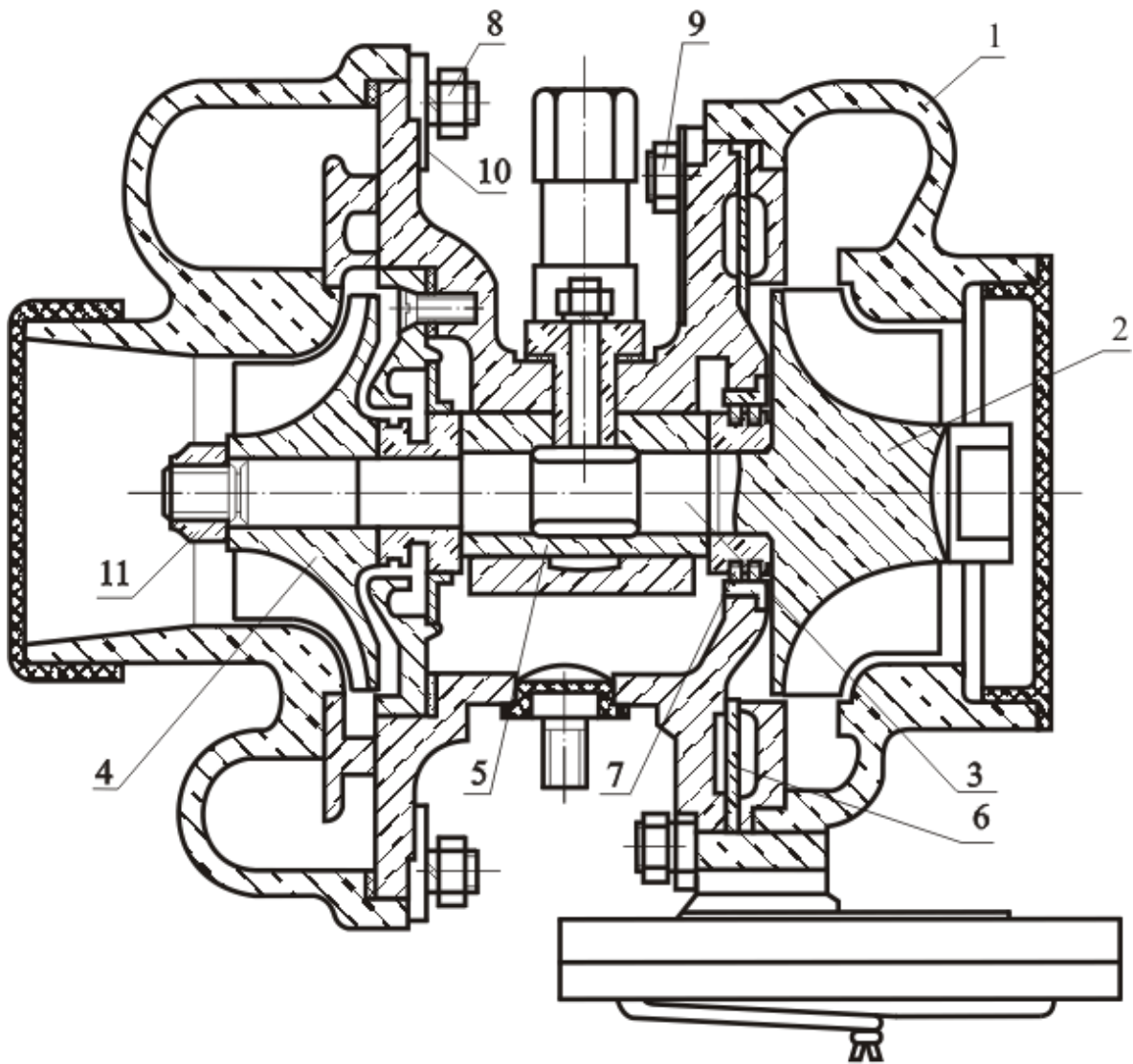


Рисунок 2.2 – Схема турбокомпресора ТКР-7С

Втулка, масловідбивач, колесо компресора встановлюються на вал ротора і затягуються гайкою крутним моментом 7,8-9,8 Н·м (0,8-1 кгс·м). Після складання ротор додатково не балансується, лише перевіряється радіальне биття цапф вала. При значенні радіального биття не більше 0,03 мм на деталі ротора наносяться мітки в одній площині і ротор допускається на складання турбокомпресора. При установленні ротора на корпус підшипників необхідно поєднати мітки на деталях ротора.

Ротор встановлений в підшипниках 5, що являють собою плаваючі втулки, які обертаються. Осьові переміщення ротора обмежуються упорним підшипником, затисненим між корпусом підшипників і кришкою. Підшипники виконуються з бронзи БрО10С10.

Корпус підшипників турбокомпресора з метою зменшення теплопередачі від турбіни до компресора може бути виконаний складовим з чавунного корпусу ВЧ50 і кришки з алюмінієвого сплаву. Для зменшення теплопередачі між корпусом турбіни і корпусом підшипників встановлюється екран 6 з жаростійкої сталі.

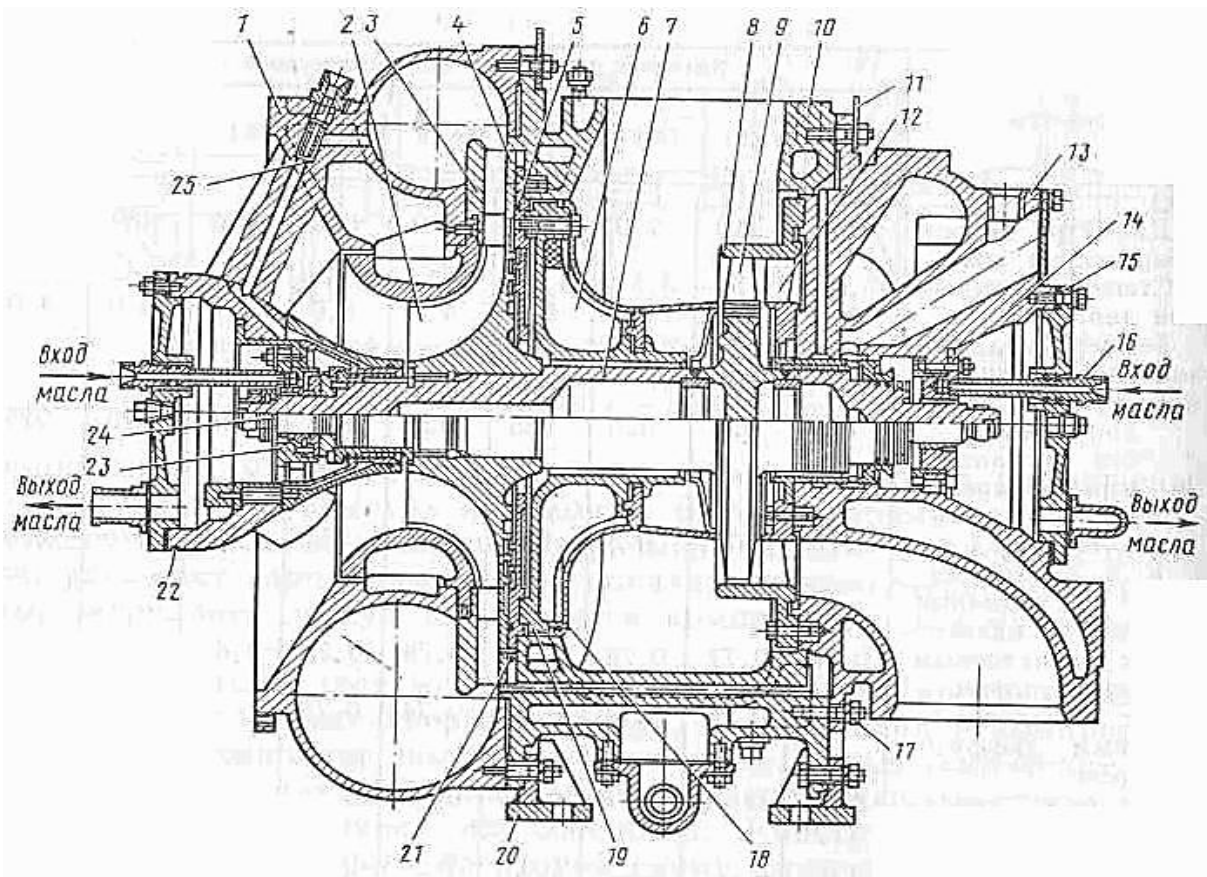
У корпусі підшипників встановлюється екран, який відкидає масло і разом з пружними розрізними кільцями 7 запобігає витоків масла з порожнини корпусу.

Для усунення витоків повітря в з'єднанні «корпус компресора – корпус підшипників» встановлюється гумове кільце ущільнювача.

Корпуси турбіни і компресора кріпляться до корпусу підшипників за допомогою болтів 8, 9 і планок 10. Така конструкція дозволяє встановлювати корпуси під будь-яким кутом один до одного, що в свою чергу полегшує установлення ТКР на двигуні.

Конструкція турбокомпресора ряду **ТК** відрізняється від наведеної вище. Цей турбокомпресор має осьову турбіну і відцентровий компресор. На рисунку 2.3 наведено креслення такого турбокомпресора.

При виконанні курсового проектування відповідно до запропонованого типу двигуна студент спільно з викладачем обирає один з турбокомпресорів. Найбільш важливими факторами при такому виборі турбокомпресора є відповідність витрат повітря і відпрацьованих газів і створюваного компресором тиску повітря. Після вибору турбокомпресора необхідно отримати у викладача його креслення. Креслення служить для попереднього вибору конструктивних розмірів турбокомпресора.



1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – вставка; 4 – дифузор; 5 – гумове кільце; 6 – кожух теплоізоляційний; 7 – ротор; 8 – кожух соплового апарата; 9 – робоче колесо турбіни; 10 – корпус випускний; 11 – проушина; 12 – сопловий апарат; 13 – корпус газоприймальний; 14 – підшипник опорний; 15 – кришка підшипника; 16, 25 – штуцери; 17 – патрубок; 18 – екран; 19 – кожух ротора; 20 – кронштейн; 21 – штифт; 22 – компенсатор; 23 – підшипник зі сторони компресора; 24 – дросель

Рисунок 2.3 – Турбокомпресор ряду ТК

3 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТУРБОКОМПРЕСОРА

3.1 Вихідні дані для розрахунку турбіни турбокомпресора

На підставі розрахунків двигуна внутрішнього згорання приймають значення параметрів робочого тіла на вході в турбіну. У курсовому проекті ці дані видає викладач. Нижче (таблиця 3.1) наведено позначення параметрів відпрацьованих газів при розрахунку турбіни.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку турбіни

Параметр потоку	Позначення
Тиск загальмованого потоку перед турбіною	P_0^*
Температура загальмованого потоку перед турбіною	T_0^*
Тиск газів за турбіною	p_2
Витрата відпрацьованих газів	G_T
Показник адіабати відпрацьованих газів	k_T

Теплоємність відпрацьованих газів може бути прийнята рівною $C_p = 1200$ кДж/(кг·град).

Газова постійна для відпрацьованих газів дорівнює $R = 290$ Дж/(кг · град).

Дані, які приймають з креслення, такі: середні діаметри соплових і робочих лопаток D_{1C} , D_{2C} , висоти соплових і робочих лопаток l_1 , l_2 , радіальний зазор між робочими лопатками і корпусом турбіни δ_r . Надалі ці конструктивні розміри можуть бути змінені для забезпечення відповідності характеристик турбіни характеристикам компресора.

Коефіцієнти швидкості соплових і робочих лопаток залежать від геометричних розмірів лопаток і режиму течії. Для їх визначення необхідно знати кути входу і виходу потоку з соплових і робочих лопаток, відносну висоту лопаток, числа Маха для розрахункового режиму. Потім коефіцієнти швидкості визначають за емпіричними залежностями для геометрично подібних конструкцій проточної частини. Наближено коефіцієнти швидкості можна вважати постійними, чисельно рівними 0,87 ... 0,96.

У курсовому проекті значення коефіцієнтів швидкості необхідно прийняти за таблицею 3.2 за передостанньою цифрою залікової книжки.

Механічний ККД турбокомпресора визначається втратами в підшипниках. Відомо, що для різних конструкцій турбокомпресорів можуть бути використані як підшипники кочення (для турбокомпресорів значних розмірів), так і підшипники ковзання (для турбокомпресорів невеликих розмірів).

Таблиця 3.2 – Значення коефіцієнтів швидкості для соплових і робочих лопаток

	Передостання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Коефіцієнт швидкості φ	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,88	0,87
Коефіцієнт швидкості ψ	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,88	0,87	0,86

У деяких випадках можуть застосовуватися газові підшипники. У них газ використовується в підшипниках ковзання замість мастила. Таким чином, втрати в підшипниках залежать від їх конструктивних особливостей і частоти обертання вала турбокомпресора.

Допустима частота обертання ротора турбокомпресора визначається перш за все механічною міцністю його деталей. Так, зі збільшенням частоти обертання, з одного боку, збільшується потужність турбіни і кількість подаваного компресором повітря. З іншого боку, зростають відцентрові зусилля на диск і лопатки турбіни і компресора. Досвід проектування турбокомпресорів дозволяє обмежити допустиму частоту обертання ротора такими цифрами: для турбокомпресора ТК-41 гранична частота обертання становить приблизно 10000 хв^{-1} , для турбокомпресора ТКР-7 – близько 100000 хв^{-1} . Для інших турбокомпресорів частота обертання лежить в цьому діапазоні чисел.

Конструктивний кут входу потоку на робочі лопатки визначається конструкцією турбіни. Для осьових турбін кут лежить в межах 40 ... 60 град, для радіально-осьових турбін цей кут приблизно дорівнює 90 град.

У курсовому проекті значення механічного ККД турбокомпресора і конструктивного кута входу потоку на робочі лопатки приймається за таблицею 3.3 за останньою цифрою залікової книжки.

Таблиця 3.3 – Значення механічного ККД і конструктивного кута $\beta_{1К}$

Параметр	Остання цифра шифру										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Механічний ККД, η_M	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	
Кут входу $\beta_{1К}$, град	ОТ*	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58
	РОТ*	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94

*ОТ – осьова турбіна; РОТ – радіально-осьова турбіна

Технічна характеристика для турбокомпресора ТКР-11, як приклад, наведена в таблиці 2.1. Необхідно врахувати, що зі збільшенням розмірів турбокомпресорів зменшується їхня робоча частота обертання і зростає витрата повітря. Тиск відпрацьованих газів залишається приблизно на однаковому рівні – 0,2 ... 0,3 МПа. У разі, якщо розрахунок турбіни не може бути виконаний через те, що параметри потоку виходять за допустимі межі, необхідно звернутися до викладача і спільно обрати іншу модель турбокомпресора або змінити геометричні розміри турбіни турбокомпресора.

Таким чином, вихідними даними для розрахунку турбокомпресора є:

- 1) тиск загальмованого потоку перед турбіною P_0^* , МПа;
- 2) температура загальмованого потоку перед турбіною T_0^* , К;
- 3) тиск за турбіною P_2 , МПа;
- 4) витрата відпрацьованих газів G_T , кг/с;
- 5) газова постійна відпрацьованих газів $R_T = 290$ Дж/(кг · град);
- 6) показник адіабати відпрацьованих газів k_T ;
- 7) теплоємність відпрацьованих газів $C_P = 1200$ кДж/(кг · град);
- 8) середній діаметр соплових лопаток D_{1C} , м;
- 9) середній діаметр робочих лопаток D_{2C} , м;
- 10) висота соплових лопаток l_1 , м;
- 11) висота робочих лопаток l_2 , м;
- 12) радіальний зазор δ_r , м;

- 13) коефіцієнт втрати швидкості в сопловому апараті φ ;
- 14) коефіцієнт втрати швидкості в робочих лопатках ψ ;
- 15) механічні втрати в підшипниках η_M ;
- 16) конструктивний кут входу на робочі лопатки β_{1K} , град;
- 17) витрата повітря через компресор G_S , кг/с;
- 18) показник адіабати повітря k_B ;
- 19) тиск після компресора P_S , МПа;
- 20) ККД компресора η_K .

3.2 Послідовність розрахунку турбіни турбокомпресора

Розрахунок турбіни проводимо, приймаючи, що потік одновимірний, стаціонарний. Вважаємо, що режим течії відповідає оптимальним умовам, тобто кути потоку на вході і виході з лопаток α_1 , β_1 відповідають конструктивним кутам лопаток α_{1K} , β_{1K} . Параметри потоку вважаємо однаковими за висотою лопаток.

Розташовуваний теплоперепад на ступінь, Дж/кг,

$$H_{ад} = \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} \cdot R_\Gamma \cdot T_0^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} \right], \quad (3.1)$$

де k_Γ , R_Γ , T_0^* , P_0^* , P_2 – за вихідними даними.

Адіабатична швидкість ступеня, м/с,

$$C_{ад} = \sqrt{2 \cdot H_{ад}}, \quad (3.2)$$

де $H_{ад}$ – за формулою (3.1).

Густина газів на вході, кг/м³,

$$\rho_0 = \frac{P_0^*}{R_\Gamma \cdot T_0^*}, \quad (3.3)$$

Приймаємо в першому наближенні тиск за сопловим апаратом, Па,

$$P_1 = 1,05 \cdot P_2.$$

Густина газу за сопловим апаратом при розширенні без втрат, кг/м³,

$$\rho_{1t} = \rho_0 \cdot \left(\frac{P_1}{P_0^*}\right)^{\frac{1}{k_\Gamma}}, \quad (3.4)$$

де ρ_0 – за формулою (3.3).

Швидкість за сопловим апаратом при розширенні без втрат, м/с,

$$C_{1t} = \frac{G_\Gamma}{\pi \cdot D_{1c} \cdot l_1 \cdot \rho_{1t} \cdot \sin \alpha_1}, \quad (3.5)$$

де G_Γ , D_{1c} , l_1 – за вихідними даними.

ρ_{1t} – за формулою (3.4).

Порівнюємо відношення тисків на сопловому апараті з критичним відношенням тисків

$$\theta_1 = \frac{P_1}{P_0^*} \quad (3.6)$$

і

$$\theta_{кр} = \left(\frac{2}{k_\Gamma + 1}\right)^{\frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1}}. \quad (3.7)$$

Якщо виконується умова $\theta_1 > \theta_{кр}$, то течія докритична, приймаємо кут виходу з соплового апарата $\alpha_1 = \alpha_{1к}$.

Якщо виконується умова $\theta_1 < \theta_{кр}$, то течія надкритична. Необхідно врахувати відхилення потоку в косому зрізі соплових лопаток.

Кут виходу з соплового апарата дорівнює

$$\alpha_1 = \arcsin \left[\frac{\left(\frac{2}{k_\Gamma + 1}\right)^{\frac{1}{k_\Gamma - 1}} \cdot \sqrt{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma + 1}}}{\sqrt{(\theta_1)^{k_\Gamma} - (\theta_1)^{\frac{k_\Gamma + 1}{k_\Gamma}}}} \cdot \sin \alpha_{1к} \right], \quad (3.8)$$

де θ_1 – за формулою (3.6).

Ступінь реактивності турбіни

$$\rho = 1 - \left(\frac{C_{1t}}{C_{ад}} \right)^2, \quad (3.9)$$

де C_{1t} – за формулою (3.5).

Розташовуваний теплоперепад на робочому колесі, Дж/кг,

$$H_{02} = H_{ад} \cdot \rho, \quad (3.10)$$

де ρ – за формулою (3.9).

Розташовуваний теплоперепад на соплових лопатках, Дж/кг,

$$H_{01} = H_{ад} - H_{02}, \quad (3.11)$$

де H_{02} – за формулою (3.10).

Температура за сопловим апаратом при розширенні без втрат, К,

$$T_{1t} = T_0^* \cdot \left(\frac{P_1}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma}}. \quad (3.12)$$

Уточнюємо розташовуваний теплоперепад на робочому колесі, Дж/кг,

$$H'_{02} = \frac{\kappa_\Gamma}{\kappa_\Gamma - 1} \cdot R_\Gamma \cdot T_{1t} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma}} \right], \quad (3.13)$$

де T_{1t} – за формулою (3.12).

Похибка при визначенні теплоперепадку на робочих лопатках

$$\varepsilon_H = \left| \frac{H_{02} - H'_{02}}{H_{02}} \right| \cdot 100\%, \quad (3.14)$$

де H_{02}' – за формулою (3.13).

Якщо ця похибка перевищує 1 %, змінюємо тиск P_1 і розрахунок повторюємо з прийняття нового значення тиску за сопловим апаратом.

Рекомендується збільшити тиск за сопловими лопатками до $P_1 = 1,15 \cdot P_2$, , потім до $P_1 = 1,25 \cdot P_2$ і так до тих пір, поки похибка ε_H не становитиме менше 1 %.

Результати послідовних наближень для визначення теплоперепаду на робочих лопатках зводимо в таблицю 3.4.

Таблиця 3.4 – Розрахунок течії в сопловому апараті турбіни

	$P_1 =$	$P_1 =$	$P_1 =$
Відношення тисків в сопловому апараті ε_1			
Відношення тисків в робочому колесі ε_2			
Густина газу за сопловим апаратом при розширенні без втрат ρ_{1t} , кг/м ³			
Швидкість за сопловим апаратом при розширенні без втрат C_{1t} , м/с			
Ступінь реактивності ρ			
Розташований теплоперепад на робочому колесі H_{02} , Дж/кг			
Розташований теплоперепад на соплових лопатках H_{01} , Дж/кг			
Теоретична температура за сопловим апаратом T_{1t} , К			
Розташований теплоперепад на робочому колесі H_{02}' , Дж/кг			
Похибка при визначенні теплоперепаду на робочих лопатках ε_H			

Абсолютна швидкість за сопловим апаратом, м/с,

$$C_1 = C_{1t} \cdot \varphi, \quad (3.15)$$

де φ – за вихідними даними.

Колова проекція абсолютної швидкості, м/с,

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1, \quad (3.16)$$

де C_1 – за формулою (3.15).

Радіальна проекція абсолютної швидкості, м/с,

$$C_{1r} = C_1 \cdot \sin \alpha_1. \quad (3.17)$$

Приймаємо кут входу потоку на робочі лопатки $\beta_1 = \beta_{1К}$.
Конструктивний кут $\beta_{1К}$ приймаємо згідно з вихідними даними.

Відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с,

$$W_1 = C_1 \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}. \quad (3.18)$$

Колова швидкість на вході в робоче колесо, м/с,

$$U_1 = \sqrt{W_1^2 + C_1^2 - 2 \cdot W_1 \cdot C_1 \cdot \cos(\beta_1 - \alpha_1)}, \quad (3.19)$$

де W_1 – за формулою (3.18).

Частота обертання ротора турбокомпресора, хв⁻¹,

$$n = \frac{U_1 \cdot 60}{\pi \cdot D_{1C}}, \quad (3.20)$$

де U_1 – за формулою (3.19).

Перевіряємо відношення швидкостей $\left(\frac{U_1}{C_{ад}}\right)$

Відносна швидкість на виході з робочого колеса, м/с,

$$W_2 = \psi \cdot \sqrt{\rho \cdot C_{ад}^2 + W_1^2 - U_1^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{D_{2C}}{D_{1C}}\right)^2\right)}. \quad (3.21)$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса, м/с,

$$U_2 = U_1 \cdot \frac{D_{2c}}{D_{1c}}. \quad (3.22)$$

Приймаємо в першому наближенні кут виходу з робочих лопаток $\beta_{2к} = 15^\circ$.

Порівнюємо відношення тисків на робочому колесі з критичним відношенням тисків

$$\theta_2 = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.23)$$

і $\theta_{кр}$ (формула 3.7).

Якщо виконується умова $\theta_2 > \theta_{кр}$, то течія докритична, приймаємо кут виходу з соплового апарата $\beta_2 = \beta_{2к}$.

Якщо виконується умова $\theta_2 < \theta_{кр}$, то течія надкритична. Необхідно врахувати відхилення потоку в косому зрізі робочих лопаток.

Кут виходу з робочого колеса дорівнює

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{\left(\frac{2}{k_\Gamma + 1} \right)^{\frac{1}{k_\Gamma - 1}} \cdot \sqrt{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma + 1}}}{\sqrt{\left(\frac{2}{(\theta_2)^{k_\Gamma} - (\theta_2)^{\frac{2}{k_\Gamma}} \right)}}} \cdot \sin \beta_{2к} \right], \quad (3.24)$$

де ε_2 – за формулою (3.23).

Абсолютна швидкість на виході з робочого колеса, м/с,

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U_2^2 - 2 \cdot W_2 \cdot U_2 \cdot \cos \beta_2}, \quad (3.25)$$

де W_2 – за формулою (3.21);

U_2 – за формулою (3.22).

Колова проекція відносної швидкості на виході з робочого колеса, м/с,

$$W_{2U} = W_2 \cdot \cos \beta_2. \quad (3.26)$$

Радіальна проекція відносної швидкості на виході з робочого колеса, м/с,

$$W_{2R} = W_2 \cdot \sin \beta_2. \quad (3.27)$$

Кут виходу з робочого колеса в абсолютному русі, град,

$$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{W_{2r}}{W_{2u} - U_2} \right), \quad (3.28)$$

де W_{2R} – за формулою (3.27);

W_{2U} – за формулою (2.26).

Проекція абсолютної швидкості на виході з робочого колеса на коловий напрямок, м/с,

$$C_{2U} = C_2 \cdot \cos \alpha_2. \quad (3.29)$$

Проекція абсолютної швидкості на виході з робочого колеса на радіальний напрямок, м/с,

$$C_{2R} = C_2 \cdot \sin \alpha_2. \quad (3.30)$$

Густина газів на виході з робочого колеса, кг/м³,

$$\rho_2 = \frac{G_T}{\pi \cdot D_{2c} \cdot l_2 \cdot \sin \beta_{2k} \cdot W_2}, \quad (3.31)$$

де D_{2c} , l_2 – за вихідними даними.

Температура газів на виході з робочого колеса, К,

$$T_2 = \frac{P_2}{R_r \cdot \rho_2}, \quad (3.32)$$

де P_2 – за вихідними даними.

Втрати енергії в сопловому апараті, Дж/кг,

$$\Delta h_{CA} = (1 - \varphi^2) \cdot (1 - \rho) \cdot N_{Ad}. \quad (3.33)$$

Втрати енергії в робочому колесі, Дж/кг,

$$\Delta h_{PK} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \cdot \frac{W_2^2}{2}, \quad (3.34)$$

де ψ – за вихідними даними.

Втрати енергії з вихідною швидкістю, Дж/кг,

$$\Delta h_{BC} = \frac{C_2^2}{2}. \quad (3.35)$$

ККД на окружності колеса
якщо $\alpha_2 > 0$, то,

$$\eta_U = \frac{U_1 \cdot C_{1U} + U_2 \cdot C_{2U}}{H_{AD}}, \quad (3.36)$$

якщо $\alpha_2 < 0$, то

$$\eta_U = \frac{U_1 \cdot C_{1U} - U_2 \cdot C_{2U}}{H_{AD}}, \quad (3.37)$$

де C_{1U} – за формулою (3.16);
 C_{2U} – за формулою (3.29).

ККД на окружності колеса

$$\eta'_U = 1 - \frac{\Delta h_{CA} + \Delta h_{PK} + \Delta h_{BC}}{H_{AD}}, \quad (3.38)$$

де Δh_{CA} – за формулою (3.33);
 Δh_{PK} – за формулою (3.34);
 Δh_{BC} – за формулою (3.35).

Втрати на просочування через радіальний зазор

$$\xi_{ут} = 1,5 \cdot \frac{\delta_r}{l_2}, \quad (3.39)$$

де δ_r – за вихідними даними.

Втрати на тертя диска

$$\zeta_{\text{тр.д}} = 1500 \cdot D_{1C}^2 \cdot \left(\frac{U_1}{100}\right)^3 \cdot \frac{\rho_{1t}}{G_T \cdot H_{\text{ад}}}. \quad (3.40)$$

Внутрішній відносний ККД ступеня

$$\eta_{oi} = \eta'_U - \zeta_{\text{ут}} - \zeta_{\text{тр.д}}, \quad (3.41)$$

де η'_U – за формулою (3.38);
 $\zeta_{\text{ут}}$ – за формулою (3.39);
 $\zeta_{\text{тр.д}}$ – за формулою (3.40).

Використаний в ступені теплоперепад, Дж/кг,

$$H_i = H_{\text{ад}} \cdot \eta_{oi}, \quad (3.42)$$

де η_{oi} – за формулою (3.41).

Температура на виході з робочого колеса, К,

$$T'_2 = T_0^* - \frac{H_i}{c_p} - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p}, \quad (3.43)$$

де c_p – за вихідними даними.

Похибка у визначенні температури, %,

$$\varepsilon_{T_2} = \left| \frac{T_2 - T'_2}{T_2} \right| \cdot 100\%, \quad (3.44)$$

де T_2 – за формулою (3.32).

T'_2 – за формулою (3.43).

Значення температур T_2 і T'_2 наносимо на графік (рисунок 3.1). Після двох наближень використовуємо графік на рисунку 3.1 для визначення кута β_2 . Необхідно виконати ще одне або кілька подібних наближень і нанести результати розрахунків на графік.

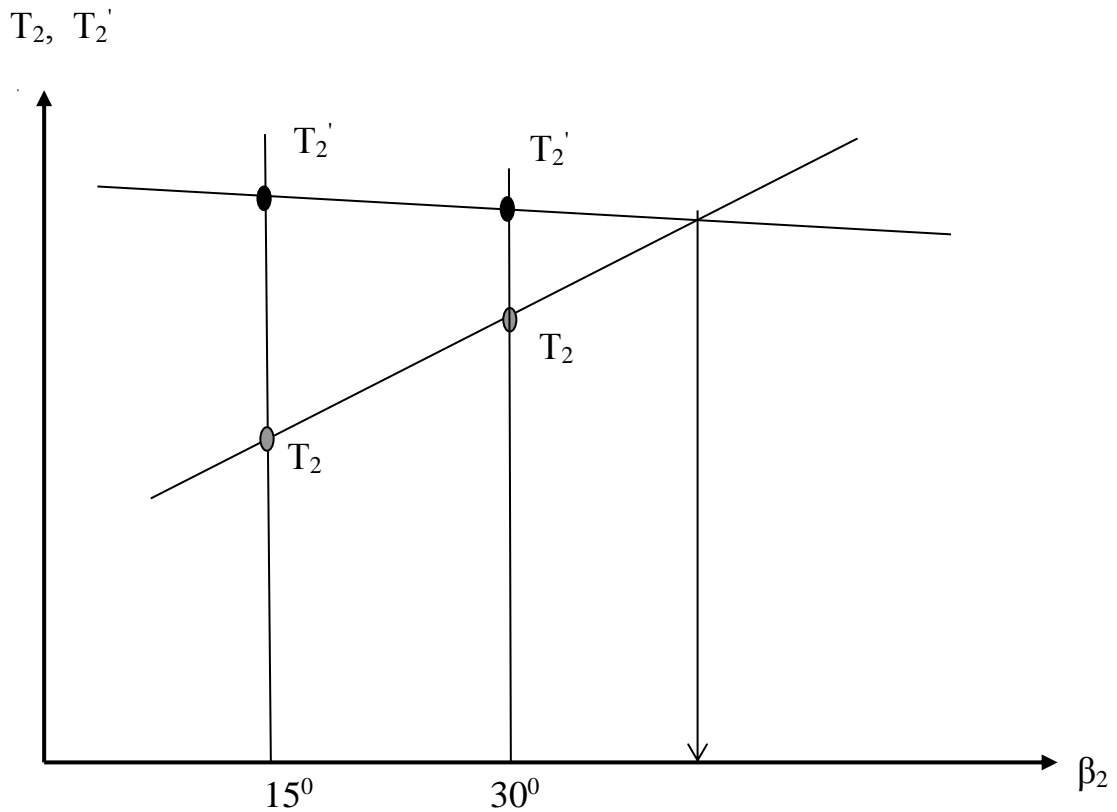


Рисунок 3.1 – Графік для розрахунку кута β_2

Результати послідовних наближень за температурою для визначення кута β_2 зводимо в таблицю 3.5.

Ефективний ККД турбіни

$$\eta_T = \eta_{oi} \cdot \eta_M, \quad (3.45)$$

де η_{oi} – за формулою (3.41);
 η_M – за вихідними даними.

Потужність турбіни, кВт,

$$N_T = \frac{H_{ад} \cdot G_T \cdot \eta_T}{1000}, \quad (3.46)$$

де G_T – за вихідними даними;
 η_T – за формулою (3.45).

Таблиця 3.5 – Розрахунок течії в робочому колесі. Визначення кута β_2

Параметр	$\beta_2=$	$\beta_2=$	$\beta_2=$
Абсолютна швидкість на виході з робочого колеса C_2 , м/с			
Колова проекція відносної швидкості на виході з робочого колеса W_{2U} , м/с			
Радіальна проекція відносної швидкості на виході з робочого колеса W_{2r} , м/с			
Кут виходу з робочого колеса в абсолютному русі α_2 , град			
Проекція абсолютної швидкості на виході з робочого колеса на коловий напрямок C_{2U} , м/с			
Проекція абсолютної швидкості на виході з робочого колеса на радіальний напрямок C_{2r} , м/с			
Густина газів на виході з робочого колеса ρ_2 , кг/м ³			
Температура на виході з робочого колеса T_2 , К			
Втрати енергії в сопловому апараті Δh_{CA} , Дж/кг			
Втрати енергії в робочому колесі Δh_{PK} , Дж/кг			
Втрати енергії з вихідною швидкістю Δh_{BC} , Дж/кг			
ККД на окружності колеса η_U			
ККД на окружності колеса η_U'			
Втрати на просочування через радіальний зазор $\xi_{ут}$			
Втрати на тертя диска $\xi_{тр.д}$			
Внутрішній відносний ККД ступеня η_{oi}			
Використаний теплоперепад в ступені H_i , Дж/кг			
Температура на виході з робочого колеса T_2 , К			
Похибка у визначенні температури ϵ_{T2}			

Розраховуємо параметри компресора.

Адіабатний теплоперепад на компресор, Дж/кг,

$$H_{ад,к} = \frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} \cdot R_B \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{P_S}{B} \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right], \quad (3.47)$$

де κ_B, R_B, B, P_S – за вихідними даними;

T_0 – температура повітря на вході в компресор.

Потужність компресора, кВт,

$$N_K = \frac{H_{ад,к} \cdot G_S}{1000 \cdot \eta_k}, \quad (3.48)$$

де $H_{ад,к}$ – за формулою (3.47);

G_S, η_k – за вихідними даними.

Порівнюючи потужності турбіни і компресора, робимо висновок про придатність обраної конструкції турбіни для даного турбокомпресора.

За результатами розрахунків будуюмо трикутники швидкості (рисунок 3.2). Дані для побудови трикутників швидкості зводимо в таблицю 3.6.

Таблиця 3.6 – Дані для побудови трикутників швидкості

α_1	β_1	α_2	β_2	C_1	C_2	W_1	W_2	U_1	U_2
град				м/с					

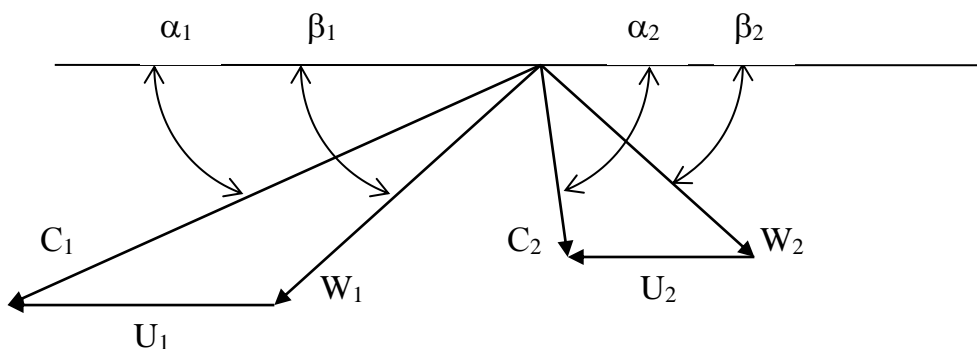


Рисунок 3.2 – Трикутники швидкості

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Конструирование двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учебник / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков. – М. : Машиностроение, 2011. – 496 с.

2 Синявский, В. В. Форсирование двигателей. Системы и агрегаты наддува [Текст]: учеб. пособие / В. В. Синявский, И. Е. Иванов. – М. : МАДИ, 2016.– 112 с.

3 Давыдков, Б. Н. Системы и агрегаты наддува транспортных двигателей [Текст]: учеб. пособие / Б. Н. Давыдков, В. Н. Каминский. – М. :Легион-автодата, 2011.

4 Лазарев, Е. А. Конспект лекций по агрегатам наддува двигателей [Электронный ресурс] / Е. А. Лазарев, В. Е. Лазарев. – Режим доступа : https://www.susu.ru/sites/default/files/book/agregaty_nadduva_dvigatelay._konspekt_lekciy.pdf

5 Сахин, В. В. Устройство и действие энергетических установок. Кн. 2. Газовые турбины. Теплообменные аппараты [Текст]: учеб. пособие / В. В. Сахин; Балт. гос. техн. ун-т. – СПб., 2015. – 133 с.

6 Батулин, О. В. Исследование рабочего процесса центробежного компрессора с помощью численных методов газовой динамики [Текст]: учеб. пособие / О. В. Батулин, Д. А. Колмакова, В. Н. Матвеев. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. – 160 с.

