

УДК 621.165226

Аболешкін С. Є., Гарагуля Б. А.
Національний університет «Одеська морська академія»

ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВОЇ УТИЛІЗАЦІЙНОЇ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

SYNOPSIS

The search for technical solutions search aimed at improving of the ship steam turbines reliability (in particular utilization), part of the expansion process in which lies in a two-phase zone (wet steam) is a pressing issue for the ship power plants operation. So far, all the practically important problems of mechanics of two-phases medium have been completely solved.

The questions of optimization of grids and shapes of the turbin flow range parts of turbines operating on wet steam remains open. The correct choice of parameters and the distribution of thermal overlaps of turbine stages is also important.

Wet-steam turbines research shows the need to develop specific recommendations on the most effective operation (in terms of energy loss and erosion wear of working blades).

The objective of the study is to develop recommendations on the optimal choice of parameters for steam turbine stages operating on wet steam.

The results of the analysis of the initial vapor pressure influence on the final stages of the wet-steam turbines of the ship make it possible to avoid unfavourable operating conditions in terms of the final humidity and thereby increase their efficiency and erosion reliability.

The most economical operation mode for utilizing steam turbines using low-grade heat of exhaust gases and operating in the field of wet steam with a significant degree of humidity is the mode at a vapor pressure at the turbine inlet of about 0.7 MPa. Pressure increase leads to a significant humidity increase and the to efficiency decrease. Reducing the pressure of less than 0.6 MPa significantly affects the efficiency of the turbine due to the decrease in available heat flow, which makes the use of utilization turbines impractical.

Постановка проблеми. Пошук технічних рішень спрямованих на підвищення надійності суднових парових турбін (зокрема

утилізаційних) частина процесу розширення в яких лежить в двофазній зоні (вологої пари) є актуальним питанням експлуатації суднових енергетичних установок. До теперішнього часу всі практичні важливі завдання механіки двофазних середовищ вирішені в повній мірі. Залишаються відкритими питання оптимізації решіток і форм проточних частин турбін, що працюють на вологій парі. Не менш важливим у цьому зв'язку є правильний вибір параметрів і розподіл теплоперепадів сходами турбіни.

Аналіз досліджень. Науково-дослідні роботи в області волого-парових турбін [1,3,4] показують необхідність вироблення конкретних рекомендацій щодо найбільш ефективної (з точки зору втрат енергії і ерозійного зносу робочих лопаток) їх експлуатації.

Метою даного дослідження є вироблення рекомендації з оптимального вибору параметрів ступенів парових турбін, що працюють на вологій парі.

Протягом тривалого часу двигунобудівники прагнули підняти теплову ефективність дизелів і досягти віхи в 50%. Нарешті ця віха досягнута й навіть перевершена. Біля 50 % теплової енергії, що виділяється при згорянні палива, сьогодні перетворюється на корисну роботу, що забезпечує рух судна. Порядку 50 % відпрацьованого тепла являє додатковий ресурс енергії, який теоретично можна використовувати на судні для виробництва пари й електроенергії в утилізаційних турбінних для обігріву й роботи допоміжного устаткування.

Завдяки простоті й низьким капітальним витратам більшість суднових утилізаційних котельних установок працюють на насиченій парі з тиском не вище 0,7 МПа, що використовується для нагрівання приміщень, підігріву важкого палива в танках запасу й видаткових цистернах, перед паливними й масляними сепараторами та для інших технічних завдань.

Схема глибокої утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки сучасного контейнеровозу наведена на рис. 1.

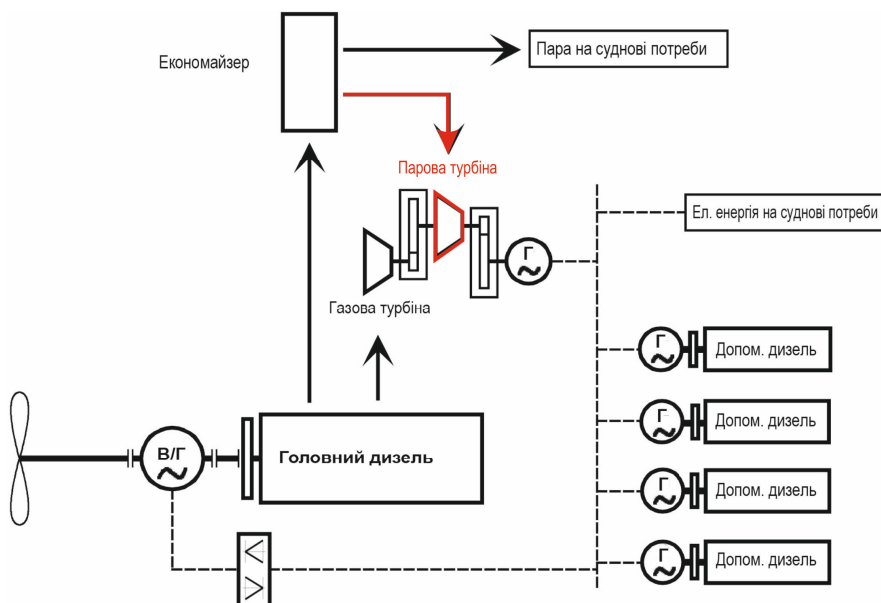


Рис. 1 Схема утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки сучасного контейнеровозу

Робота утилізаційної турбіни може здійснюватися у деякому діапазоні температур і тисків.

Для розглянутої турбіни:

- абсолютний тиск свіжої пари може змінюватися від 0,6 до 1,0 МПа;
- температура свіжої пари від 270 до 300°C;
- тиск пари в конденсаторі від 0,005 до 0,008 МПа;
- частота обертання турбіни постійна й становить 8000 об/хв.

Утилізаційні турбіни сучасних комбінованих енергетичних установок працюють на низькопотенційному теплі, при температурі пари, що не перевищує 300 С, тоді як потужні парові турбіни працюють при температурах понад 400 С. При низькій температурі пари на вході та невисоких параметрах тиску пари (0,6...1,5 МПа) крива її конденсації проходить досить високо, і значна частина ступенів працює на вологій парі.

У конденсаційних турбінах з низкими початковими параметрами пари останні рівні працюють в області нижче за лінію насичення, тобто робочим середовищем в них є волога пара. У турбінах насиченої і слабо перегрітої пари, число рівнів, що працюють вологою парю істотно більше. Є турбіни, в яких у всіх рівнях пар вологий.

Дослідження, що проводилися в експериментальних турбінах [1,2], показали, що при роботі вологою парю економічність рівнів знижується. Це пояснюється наступними причинами:

- збільшенням втрат енергії в решітках;
- втратами енергії на розгін вологи в зазорі у зв'язку з меншою швидкістю вологи, особливо великодисперсної, і тертям між парю і рідкою фазою;
- ударною, гальмівною дією часток рідини, що потрапляють на робочі лопатки;
- додатковими втратами в робочих решітках, що обертаються.

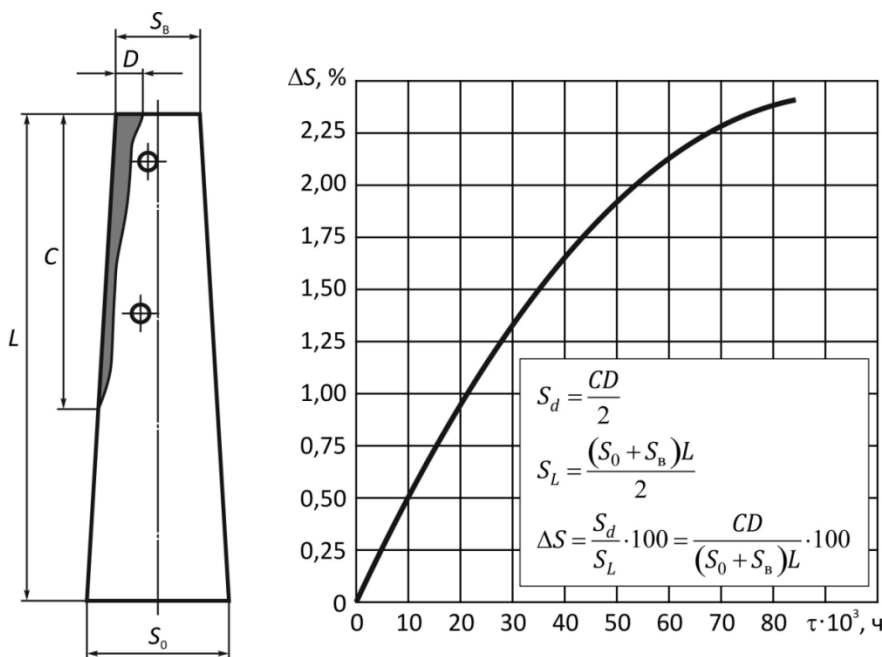


Рис. 2 Залежність площі зносу від тривалості роботи лопатки

Доля окремих складових втрат в загальному зниженні ККД при роботі вологою парою різна і залежить від багатьох фізичних і геометричних чинників. Проте, в більшості випадків в рівнях багатоступінчастих турбін вирішальними є втрати на гальмування і на розгін великодисперсної вологи.

Робота на вологій парі призводить до зносу робочих лопаток. На рис. 2 наведено знос лопатки отриманий в реальних умовах, і залежність площі зносу від тривалості роботи лопатки.

За формулою S_d ми знаходимо площу трикутника форми зношеної частини лопатки. S_L — це площа лопатки яку ми знаходимо по формулі площі трапеції. ΔS дає нам відношення зношеної частини до загальної частини лопатки і показує це у процентному співвідношенню.

Незважаючи на нібито невеликий відсоток зносу, з рисунку видно, що у верхній частині область зносу загрозово наблизилась до бандажного стрижня, що при наявності коливань повинно призвести до руйнування лопатки задовго до її повного зношування.

Аналізуючи робочі процеси рис.3, ми бачимо, що при збільшенні початкового тиску зростає наявний тепलोперепад турбіни, а отже й ККД. В той же час кількість ступенів, що працюють на вологій парі, зростає, що призводить до зменшення строку експлуатації. Турбіна стає менш надійною. Таким чином, вибір початкових показників пари (тиску та температури) є компромісом між потужністю, ККД й надійністю турбіни.

З точки зору ефективності розглянутої в роботі турбіни найкращим режимом є робочий режим при $p_0 = 1$ МПа. Однак слід зважати на те, що при вологості близькою до 12% (яка є критичною) сильно збільшується ерозійне зношування, що знижує надійність турбіни, і скорочує її середній наробіток на відмову, тому в разі потреби забезпечити підвищений ресурс або більш високу надійність турбіни бажано переходити на нижчі параметри пари, з початковим тиском $p_0 = 0,6 \dots 0,7$ МПа.

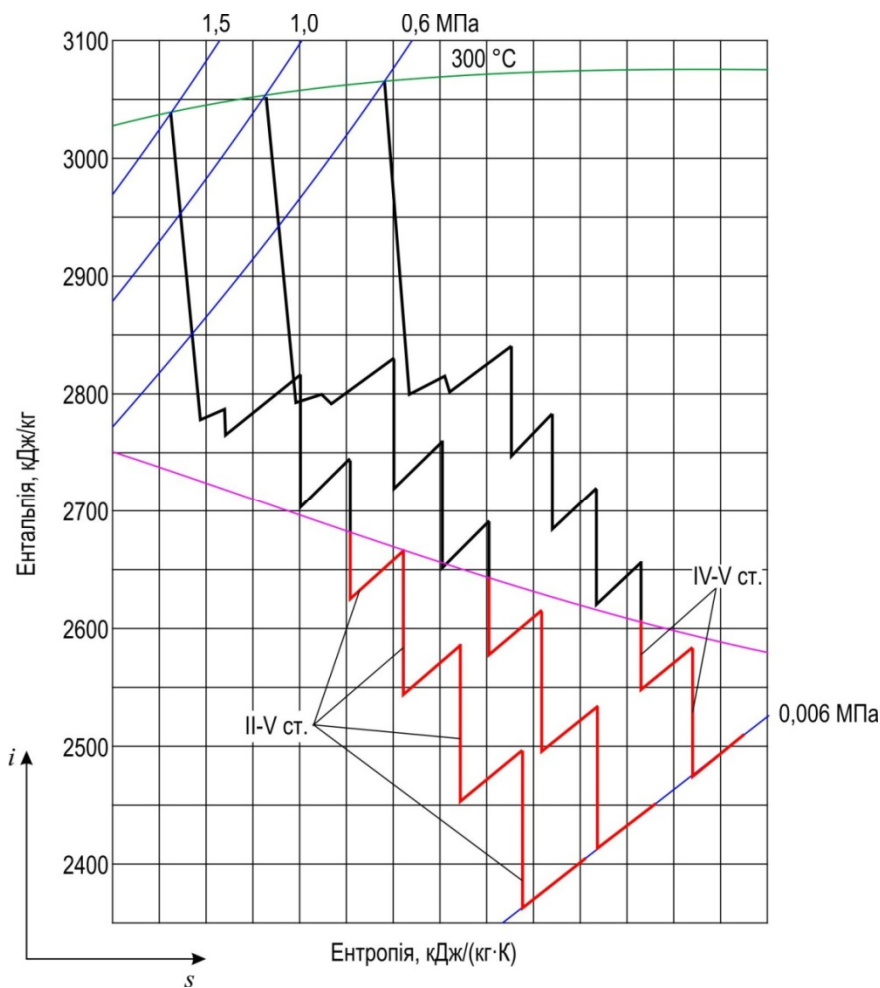


Рис. 3 Робочий процес у турбіні в діаграмі $i-s$ при різних значеннях тиску пари на вході в турбіну

Більш детально ця тенденція розглянута в табл. 1, де наведено дані щодо залежності вологості пари та лопаткового ККД турбіни від тиску на вході в турбіну p_0 . За допомогою даних з таблиці 1, які ми отримали з наведених вище розрахунків, побудуємо графік кривих зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбіну.

Таблиця 1 Залежність вологості пари від початкового тиску

p_0 , МПа	Вологість, %				
	1	2	3	4	5
1,5	0,2	2,3	6,0	9,9	14,0
1,4	0,0	2,0	5,7	9,5	13,6
1,3	0,0	1,7	5,3	9,1	13,1
1,2	0,0	1,5	4,9	8,6	12,6
1,1	0,0	1,3	4,5	8,2	12,1
1,0	0,0	1,1	4,0	7,6	11,5
0,9	0,0	0,9	3,5	7,1	10,9
0,8	0,0	0,6	3,0	6,5	10,2
0,7	0,0	0,4	2,4	5,8	9,4
0,6	0,0	0,0	1,7	5,0	8,5

Таблиця 1 показує ефективність та надійність роботи турбіни при різних початкових тисках пари. Так, p_0 от 1,5 до 1 мПа унеможливорює роботу турбіни при таких тисках, тому що останні ступені працюють на парі, вологість якої більша за 12%. Режим p_0 от 1 до 0,8 мПа дозволяє використовувати такий початковий тиск при якому вологість менше чем 12%, але при цих тисках пари все одно останні ступені працюють на вологості близькій до критичної, що дуже негативно впливає на надійність турбіни. Режим p_0 от 0,7 до 0,6 мПа показує найбільш вдалі режими роботи турбіни.

На рис. 4 показано криві зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбіну. Горизонтальна лінія, яка проведена на рівні 12% вологості, визначає область недопустимих режимів роботи. Вертикальна червона лінія показує найбільш ефективний режим роботи, не зважаючи на те, що остання ступінь працює при вологості близькій до критичної. Прямокутником виділена зона недопустимих режимів роботи турбіни.

Можна приймати [1-3], що к.к.д. шаблі турбіни, що працює в області вологої пари, визначається по формулі

$$\eta_{oi}^{вл} = \eta_{oi}^п - \xi_{п} - \xi_{р} - \xi_{уд},$$

- де η_{oi}^n к.к.д. ступени на перегретом паре;
 $\xi_{п}$ потери энергии в ступени от переохлаждения;
 $\xi_{р}$ потери энергии на разном капель;
 $\xi_{уд}$ потери энергии на удар капель о лопатку.

В таблиці 2 і на рис. 5 наведено залежність відносного ККД турбіни від початкового тиску пари. Видно, що максимальний ККД відповідає тиску близько 0,85 МПа.

Однак з попереднього аналізу (див. рис. 7.5) впливає, що при такому тиску на останніх ступенях вологість пари перевищує 10%, що близько до гранично допустимого ступеня вологості (12%). Таким чином, найбільш прийнятний режим роботи відповідає тиску пари 0,6÷0,7 МПа, при якому зниження відносного ККД не перевищує 0,5%. В той же час істотно збільшується довговічність турбіни. Аналогічно попереднім таблиці й рисунку зазначено недопустимі параметри роботи, зеленою заливкою — найбільш сприятливі.

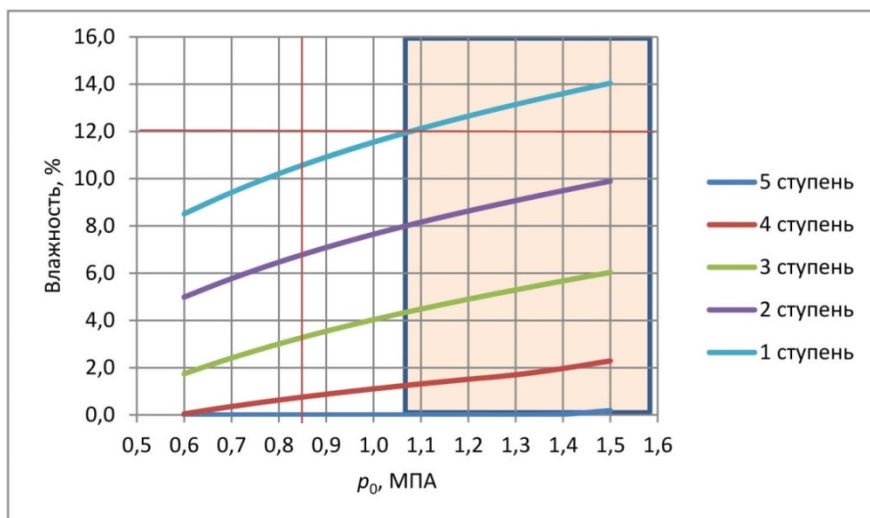


Рис. 4 Криві зміни вологості по ступенях тиску залежно від тиску пари на вході в турбіну

Таблиця 2 Залежність відносного ККД від початкового тиску пари

p_0 , МПА	η_{oi} , %
1,5	68,54
1,4	68,95
1,3	69,32
1,2	69,65
1,1	69,93
1,0	70,14
0,9	70,30
0,8	70,28
0,7	70,02
0,6	69,60

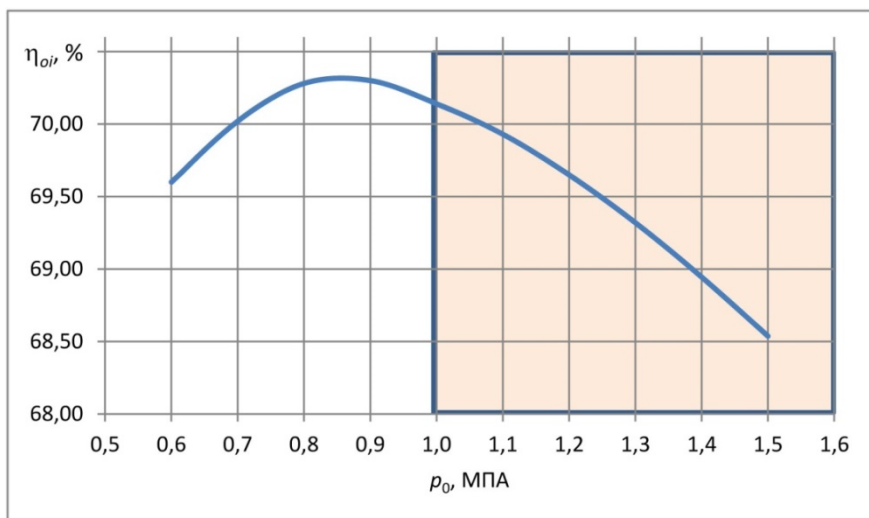


Рис. 5 Залежність внутрішнього відносного ККД турбіни від початкового тиску пари

Висновки

Результати проведеного аналізу впливу початкового тиску пара в останніх щаблях воложнопарових судових турбін дозволяють уникнути несприятливих (з точки зору кінцевої вологості) режимів роботи і тим самим підвищити їх економічність і ерозійну надійність. Найбільш економічний режим роботи для утилізаційних парових турбін, що використовують низькопотенційне тепло відпрацьованих газів, тобто працюють на вологій парі зі значним ступенем вологості є режим з тиском пари на вході в турбіну близько 0,7 МПа. Збільшення тиску веде до істотного підвищення вологості і зниження ККД через вологість пари. Зниження тиску менше 0,6 МПа істотно позначається на ККД турбіни, до того ж швидко зменшується наявний теплоперепад, що робить застосування утилізаційної турбіни недоцільним.

Тут не розглядався вплив початкової температури T_0 на вологість пари. У якості рорахункової була обрана $T_0=300$ С, як максимально досяжна на виході з утилізаційного котла. Зменшення температури пари на вході в турбіну приводить до зменшення розташовуваного теплоперепада турбіни й зниженню її ККД, а так само до збільшення вологості пари за турбіною.

ЛИТЕРАТУРА

1. Филиппов Г.А., Парова О.А., Пряхин В.В. Исследования и расчет турбин влажного пара. М.: Энергия, 1993. 212 с.
2. Майорский Е.В., Трояновский Б.М., Гарагуля Б.А. Исследование и совершенствование последней ступени влажнопаровой турбины. М.: Сб.труды МЭИ. 1985, Вып.583. С. 34 41.
3. Матвеев Г.А., Молчанов Ю.С. Расчет КПД турбинной ступени, работающей на влажном паре. Л.: Судостроение. 1982, №7. С. 27 33.
4. Левеннберг В.Д. Судовые малорасходные турбины. Л.: Судостроение. 1986. 183 с.
5. Душин Ю.К. Развитие судовой энергетики. Л.: Судостроение. 1989, №8,9. С. 55 61.