

АНАЛИЗ НА ЕФЕКТИВНОСТТА НА ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛНА ТУРБИНА С ТРИИЗМЕРНИ РАБОТНИ ЛОПАТКИ

EFFICIENCY CALCULATION OF RADIAL GAS TURBINE WITH THREE DIMENSIONAL BLADE SHAPE

Д-р Янъзов А.

Технически университет-Варна, България
anastasyangyozov@gmail.com

Abstract: This paper presents a description of radial turbine modeling with the aim of software ANSYS. The turbine stage is a part of turbocharger TKP-11 which is used for inland and sea applications. Two different blade modifications are presented. The geometry models are curved in opposite circumferential directions. They are compared with conventional blade. The boundary conditions are changed during research work. The goal function is total to total isentropic efficiency. The working conditions are changed for these three blades. The nozzles are kept unchanged. Additional analysis is made for the most efficient modification. It is calculated turbine stage efficiency using circumferential work and isentropic heat drop of the radial stage.

Keywords: ANSYS CFX, CFD, THREE DIMENSIONAL IMPELLER SHAPE, CHARACTERISTICS, EFFICIENCY

1. Увод

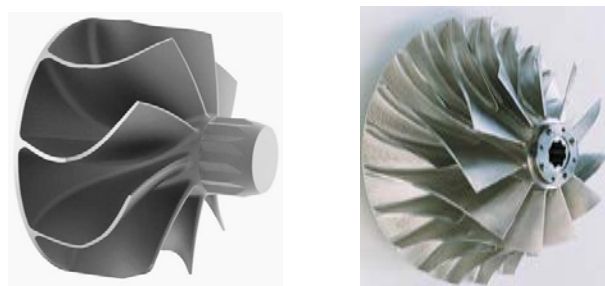
Едно от направленията по което в момента проектантите работят усилено е създаването на високоефективни турбокомпресорни агрегати. Те имат една основна цел-увеличаване на ефективността на преобразуване на енергията в елементите на турбокомпресорния агрегат (ТКА). При увеличаване на коефициента на полезно действие на топлинните машини-дизелов двигател и ТКА се намалява разхода на гориво. Колкото по-висока е мощността на дизеловия двигател, толкова икономическият ефект е по-голям. При по-ефективни топлинни двигатели се намаляват и вредните емисии, изхвърлени в атмосферата. Въпреки, че принципът на работа на топлинните турбомашини не се е променил, в момента се разработват системи за принудително пълнене със двустъпално турбокомпресиране-системите ТСХ (MAN Diesel) и Power2 (ABB). Работните колела на радиалните турбини се изработват полуоткрити с изрязани сегменти на входа на междуплатъчните канали. В ТКА от схемата ТСХ на MAN Diesel се въвежда диагонална турбина. При Power2 схемата на ABB се повишава налягането на въздуха до 12 пъти над атмосферното, а КПД на ТКА е 75%.



Фиг.1 Триизмерно моделиране на ТКА (Voith Turbo) и CFD пресмятане на параметрите на въздуха в центробежен компресор (MAN) [7]

Пресмятането на проточната част на тези турбомашини се осъществява с помощта на вискозен триизмерен CFD код. Той се разработва във фирмата производител или се използват някои от комерсиалните CFD кодове (фиг.1). Използването на софтуерните пакети позволява да се определи температурното поле в проточната част и след това да се определи термонапрегнатото състояние на турбомашината. Това е необходимо при симулирането на различни работни режими и проверка за поява на пукнатини, което за корабни ТКА е от особена важност.

Въпреки бурното развитие на изчислителната механика на флуидите (CFD), което върви ръка за ръка с развитието на изчислителната техника, продължава търсенето на оптимална триизмерна форма за лопатките от дюзовия апарат (ДА) и за работния апарат (РА).



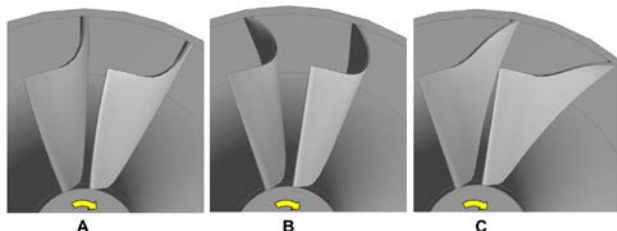
Фиг.2 Турбинно работно колело (Bosch-Mahle TurboSystems) и компресорно работно колело (MAN) [7].

Както може да се види от фиг.2, работното колело на Bosch-Mahle TurboSystems в повечето радиално-осови турбини в момента се изработват с радиална образуваща (без извиване в окръжно направление), което е разбираемо. При газовите турбини освен центробежната сила върху лопатките е приложено и голямо топлинно натоварване. Температурата по дължината на проточната част намалява, т.к протича процес на разширяване на отработените газове. Във въртящото се работно колело се трансформира кинетичната енергия на газа в механична. Повечето съвременни работни колела на центробежния компресор са с извити работни лопатки в окръжно направление (извити назад). Такива са работните колела на ф."MAN", които може да се видят на фиг.1 и фиг.2. Съвсем естествено възникват въпросите защо не се извият работните лопатки от центростремителната турбина, и в какво окръжно направление ще се реализира положителен ефект и дали ще се наблюдава такъв. Това е проблемът, който се разглежда в настоящия доклад. Инструментът, който се използва за намиране на отговорите на по-горе поставените въпроси е софтуерният пакет ANSYS. В работната среда на Workbench и по-конкретно в модула DesignModeler се формират геометричните форми на РА. Методиката на пресмятане е описана в [5].

2. Резултати и дискусия

2.1. Модификации на лопатките на турбинното работно колело

В западната литература ъгълът на извиване в окръжно направление се нарича backsweep angle. В този доклад се разглеждат две модификации на базовия вариант А, работното колело с извити назад лопатки е модификация В, а извитите напред лопатки е модификация С.



Фиг.3 Триизмерни турбинни лопатки

На фиг. 3 са показани геометричните модели на анализирания триизмерни турбинни лопатки. При вариант А лопатката е изправена и ъгълът на извиване в окръжно направление на входа на работното колело е 0град, при вариант В ъгълът на извиване е -10град, а при вариант С е +10град. Трябва да се отбележи, че това е ъгълът при сечение в корена и в периферията на входа на работната лопатка, изходящият ъгъл остава неизменен, т.е изправен. На фиг.3 с жълта стрелка е показана посоката на въртене на работните колела.

2.2. Пресмятане на характеристиките и периферните кпд на трите центростремителни турбинни стъпала без промяна на параметрите на газа на входа и на изхода

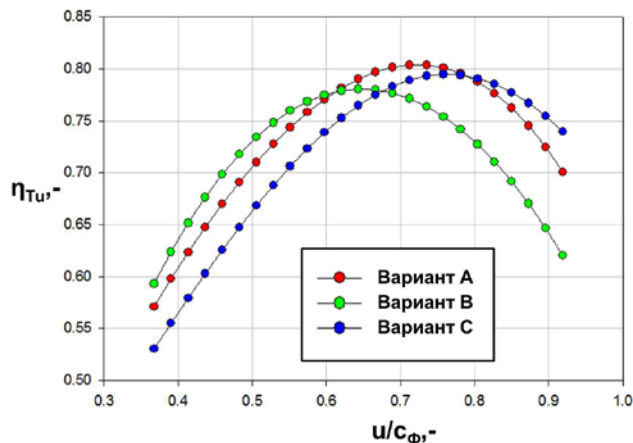
Характеристиките на трите турбинни стъпала се изчисляват с помощта на инструментите на ANSYS за планиране на числените експерименти (Design Exploration) и въвеждане/извеждане на параметри (Input/output parameter). При формиране на числените експерименти в модула CFX се запазват параметрите на газа на входа (налягане и температура по пълни параметри), както и статичното налягане на изхода, а се променя честотата на въртене на РА. Граничните условия на входа и на изхода, както и пресметнатите кинематични характеристики на трите турбинни стъпала са представени за прегледност в Таблица 1.

Таблица 1: Изчислени параметри на турбинни стъпала А, В и С

		A	B	C
Гранични условия	P_T^* , МПа	0.232		
	T_T^* , К	1025		
	P_2 , МПа	0.130		
Масов разход	G, kg/s	0.320	0.326	0.313
Ъглова скорост	ω , rad/s	7869.9	7030.1	8290.1
Радиус на работното колело				
-на входа	R_1 , m	0.05150		
-на изхода	R_2 , m	0.02625		
Осреднени скорости	c_1 , m/s	392.0	409.5	384.1
	c_2 , m/s	191.1	182.4	206.5
	w_1 , m/s	174.2	179.2	172.2
	w_2 , m/s	133.7	130.7	143.3
	u_1 , m/s	405.3	362.1	426.9
	u_2 , m/s	206.6	184.5	217.6
Периферна работа	H_{tu} , J/kg	113106.9	123245.5	124444.5
Изоентропийен топлинен пад по статични параметри	$H_{Tаб}$, J/kg	157089.9		
Периферен кпд на турбината	η_{Tu} , %	79.9	78.5	79.2

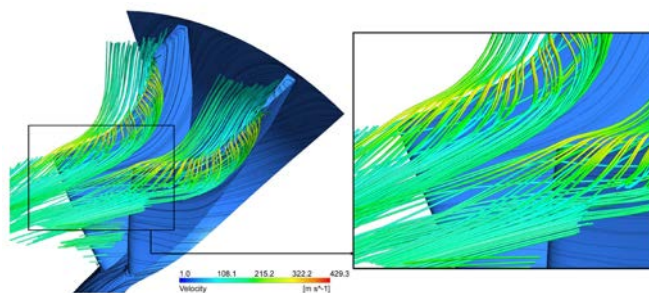
След приключване на пресмятанията се създават масиви данни (3x2x25=150клетки), които съдържат периферния кпд и скоростната характеристика. Те са изчислени автоматично, т.к

предварително в CFX-Post са въведени зависимости от [2]. Пресмятането на периферния кпд е извършено чрез осренените скорости в абсолютно свижение, в относително движение, както и периферните скорости в избрани характерни сечения на входа и на изхода на дюзовия и работния апарати. Познването на тези кинематични характеристики позволява да се пресметне периферната работа. Изоентропийния топлинен пад по статични параметри е еднакъв за трите изследвани турбинни стъпала. Причината е, че не се променят параметрите на газа на входа на дюзовия апарат и на изхода на работния апарат.



Фиг.4 Периферен кпд при изменение на режима на работа на турбинни стъпала с изправени (А), извити назад (В) и извити напред (С) работни лопатки

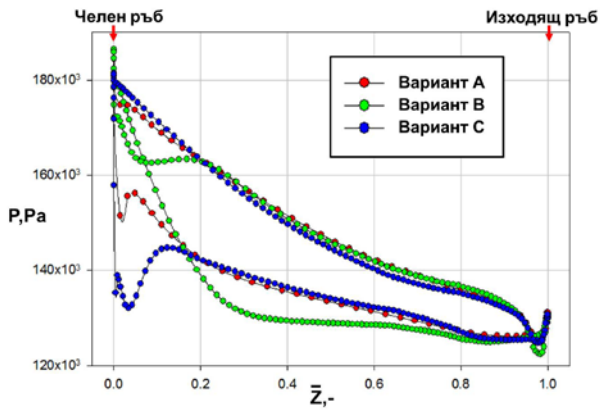
На фиг.4 са представени получените от модула Design Exploration криви за трите изследвани турбинни стъпала. Максималният кпд се реализира от турбинното стъпало с изправени лопатки-Вариант А-79.9%. При извитите назад лопатки максималния кпд е 78.5%, а при извитите напред лопатки максималната стойност на периферния кпд е 79.2%. Ако се разгледа по-внимателно фиг.4 се забелязва, че при ниските стойности на скоростната характеристика най-ефективна е лопатката с извити назад лопатки, при по-високите стойности на u/c_ϕ по-висок е периферния кпд на стъпалото с извити напред лопатки. Така например за вариант А при $u/c_\phi=0.5$, $\eta_{Tu}=70.8\%$, за вариант В $\eta_{Tu}=72.9\%$, и за вариант С $\eta_{Tu}=66.3\%$, докато при $u/c_\phi=0.85$ се наблюдава точно обратното за вариант А $\eta_{Tu}=76.2\%$, за вариант В $\eta_{Tu}=69.0\%$, и за вариант С $\eta_{Tu}=77.7\%$.



Фиг.5 Изтичане на работно тяло през хлабината в периферията на работната лопатка, Вариант А, $u/c_\phi=0.746$, $\eta_{Tu}=79.7\%$

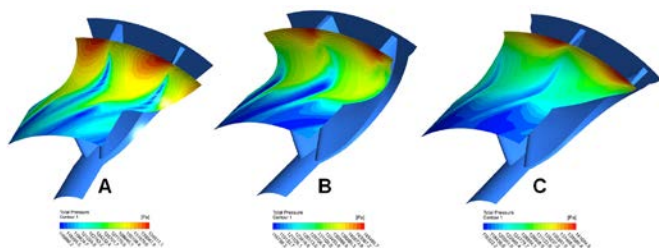
На фиг.5 е показана триизмерната токовата картина в междуплатъчния канал на работното колело с изправени лопатки (Вариант А). В разработения модел в [5] се отчитат загубите на работно тяло през хлабината в периферията на лопатките. Тази картина е характерна за турбомашините и показва преминаването на газа през хлабината от зоната с по-високо налягане към зоната с по-ниско налягане. Това е течение с висока потенциална енергия, която не се отдава на

работното колело. Тази утечка в периферията си взаимодейства с вторичното течение в периферията на работната лопатка.



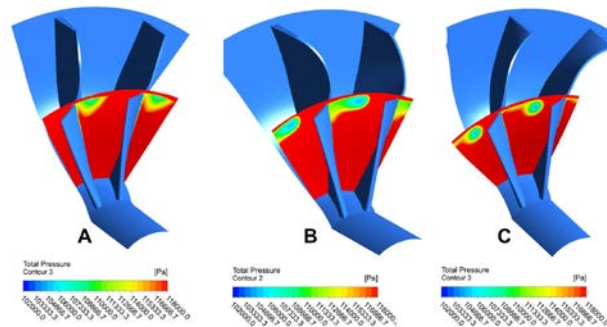
Фиг.6 Разпределение на статичното налягане по стената на работните лопатки за Варианти А, В и С при средното сечение за режим на работа $u/c_{\phi}=0.746$

На фиг.6 са нанесени на една графика разпределенията на статичното налягане при средното сечение на работната лопатка за трите изследвани варианта. На фиг.4 при вариант В за $u/c_{\phi}=0.746$ се отчита най-нисък периферен КПД от изследваните стъпала, което може да се обясни с появата на ъгъл на атака. За появата му се съди по характерната усукана форма на профильт на налягането след челния ръб. Не се наблюдава усукване на профилите на налягане за варианти А и С, при които КПД е по-висок от този на вариант В. Причината вариант А да е с по-висок КПД от вариант С е, че разликата в налягането около челния ръб е по-голяма при извитите напред лопатки. Както е известно при корена и периферията се намира мястото на зараждане на вторичните течения в турбинните стъпала. Тази разлика ΔP (фиг.6) при вариант С е причината да се уголеми вторичния вихър, да се премести към средното сечение и да се развие в междулопатъчния канал, като по този начин се способства за разсейването на кинетичната енергия, респ. намаляването на получената механична енергия. За варианти А и С се наблюдава съвпадане на профилите на налягане в интервала 20-100% (100% е изхода от работната лопатка) от дължината на лопатката. Това е породено от факта, че е изменена само входната част на работните лопатки, а изходната остава непроменена за работните колела на трите варианта.



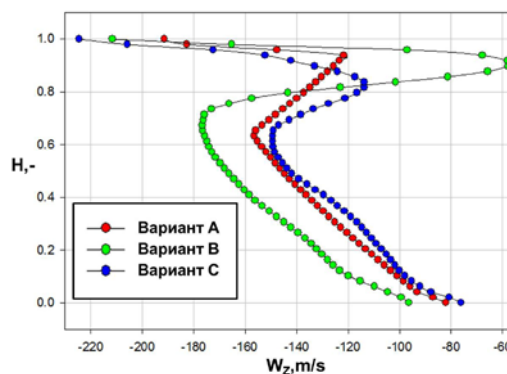
Фиг.7 Повърхнини в периферията на работното колело за варианти А, В и С, представящи контурите на налягането по пълни параметри

На фиг.7 са генерирани контурите на налягането по пълни параметри в хлабината между върха на турбинната лопатка и неподвижната стена. Ясно се забелязват зоните с градиент на налягането в периферията на лопатките. В тези зони си взаимодействат вторичните течения с утечката на газа през радиалната хлабина (фиг.5).



Фиг.8 Визуализация на взаимодействието между вторичното течение в периферията с утечката на газ през радиалната хлабина в периферията на работното колело

На фиг.8 са генерирани равнини в междулопатъчните канали, в които отново са показани контурите на налягането по пълни параметри. Благодарение на тази визуализация се локализира ядрата на вторичните вихри и утечката в периферията. Тези триизмерни вихрови структури са причината за появата на краеве загуби, които водят до намаляване на КПД на турбината.



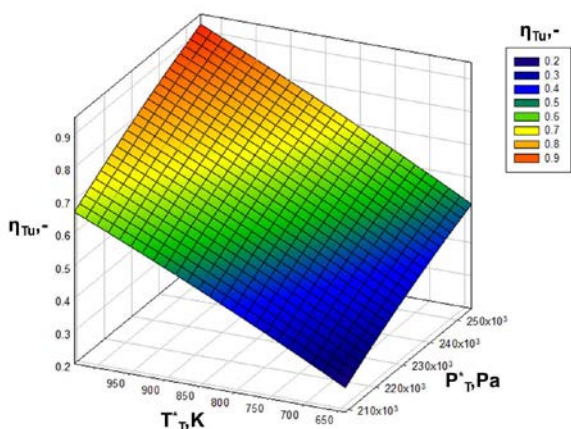
Фиг.9 Скоростни профили по височина на междулопатъчните канали при изхода на работните колела А, В и С

На фиг.9 са представени профилите на осовата компонента на относителната скорост на газа на изхода на работното колело W_z . При изхода и за трите варианта се наблюдава градиент на скоростта от 65% от височината на междулопатъчния канал до самия корен на лопатките 0%. В сеченията от 65% до 90% скоростта нараства и след това намалява в посока към периферията (100%). Оказва се, че при вариант В геометричната форма на работното колело с извити назад лопатки подпомага процеса на генериране на вторичния вихър и увеличава утечката в периферията. При вариант С този ефект е по-слаб в сравнение с вариант В. Вариант А е с най-слаб градиент на скоростта W_z в сравнение с вариантите В и С, освен това ΔP при входящия ръб на вариант А е най-малка (фиг.6). Това обяснява и високия периферен КПД за турбинното стъпало с изправени лопатки $\eta_{Tn}=79.9\%$.

2.3. Анализ на турбинно стъпало вариант А при промяна на параметрите на газа на входа на ДА

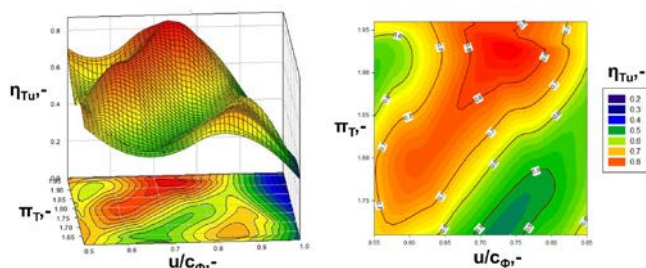
В следващия етап от настоящото изследване в софтуерния пакет ANSYS при планиране на числения експеримент се въвеждат още три параметъра: налягането P^*_T , температурата T^*_T по пълни параметри на входа на турбинното стъпало, както и параметърът честота на въртене на работното колело. Налягането на изхода се приема постоянно [4], а според специалисти които са проектирали ТКР-11 се приема $P_2=0.130\text{MPa}$ [3]. В точка 2.3 се разглежда

центростремителното турбинно стъпало с изправени лопатки (вариант А), т.к в тази конструкция се регистрира максималният кпд. Естествена е следващата стъпка да се провери до каква максимална стойност на η_{Tu} може да се достигне при промяна на входните параметри, респ. повишаване на потенциалната енергия на газа на входа на стъпалото. При повишаване на налягането на входа се променя и степента на разширение за стъпалото. Интервалите на изменение на параметрите са: $P_T^* = 208800\text{--}255200\text{Pa}$, $T_T^* = 640\text{--}1030\text{K}$ и $\omega = 5000\text{--}8500\text{s}^{-1}$. След приключване на пресмятанията в средата на ANSYS се получават и интервалите на изменение на $u/c_\Phi = 0.47\text{--}1.00$ и $\pi_T = 1.60\text{--}1.96$. Максималната стойност, която е изчислена в разглеждания интервал е $\eta_{Tu} = 91.9\%$ и се реализира при $P_T^* = 255200\text{Pa}$, $T_T^* = 1030\text{K}$ и $\omega = 8218.3\text{s}^{-1}$, респ. $u/c_\Phi = 0.703$ и $\pi_T = 1.963$. Стойностите на налягането и температурата по пълни параметри са над допустимите за тази турбина и данните представляват интерес от теоретичен характер. Ако в бъдеще се приложи материал, устойчив на високо натоварване и температура, би могъл да се реализира кпд от порядъка на 90%, но за разглежданата конструкция ТКР-11 параметрите на входа са по-ниски, затова по-долу са разгледани реалните стойности за параметрите на газа на входа.



Фиг.10 Влияние на температурата и налягането по пълни параметри върху периферния кпд на турбината

На фиг.10 е показана триизмерна зависимост, която престава как влияят налягането и температурата по пълни параметри на входа на стъпалото върху периферния кпд. От фигурата става ясно, че колкото по-високи са параметрите P_T^* и T_T^* , толкова по-висок е кпд, което е обяснено в техническата термодинамика. Разбира се температурата и налягането на входа на топлинната машина не може да се увеличават до безкрайност, т.к има якостни съображения, според които не се препоръчва турбината да работи продължително време с температура на входа над 700°C [1]. Освен това високата температура на отработените газове на изхода на дизеловия двигател означава, че работните процеси не протичат ефективно, респ. увеличава се разхода на гориво.



Фиг.11 Триизмерна повърхнина, представяща влиянието на степента на разширение и скоростната характеристика върху периферния кпд на стъпалото

На фиг.11 е показана триизмерна повърхнина $\eta_{Tu} = f(u/c_\Phi, \pi_T)$. В [4], тези параметри са изследвани за корабна турбина и е анализирана връзката между тях. Подобен анализ и картина е описан в работата [6]. При анализа на данните от пресмятанията се установи, че максималния кпд е $\eta_{Tu} = 86.5\%$, който се получава при $u/c_\Phi = 0.72$ и $\pi_T = 1.928$, те на свой ред определят стойностите на параметрите $P_T^* = 250860\text{Pa}$, $T_T^* = 993.5\text{K}$ и $\omega = 8172.8\text{s}^{-1}$ (фиг.11).

3. Заключение

В настоящия доклад се демонстрират възможностите за моделиране в средата на ANSYS CFX на вискозен триизмерен свиваем турбулентен поток в радиално-осово турбинно стъпало. Пресметнат е периферния кпд за три турбинни стъпала - с изправени лопатки, както и с триизмерни извити назад и извити напред работни лопатки. Анализът се провежда при запазване на граничните условия на входа и на изхода едни и същи. Построени са характеристиките на турбинното стъпало за трите варианта. Генерирането на данните за получаване на скоростната характеристика е автоматизирано с помощта на наличните инструменти в софтуерния пакет ANSYS. Извиването на работните лопатки в окръжно направление е ефективно ако се наблюдава повишена интензивност на вторичните течения при корена или при периферията. Чрез сложната геометрична форма на лопатките може да се въздейства върху каналния вихър. В случая газовият поток постъпва радиално в работното колело и не може да се подтисне вихъра само чрез извиване на работната лопатка в окръжно направление.

След като се направи анализ и сравнение на триизмерния поток, отдаващ енергията си в трите работни колела се изчислиха параметрите за варианта с изправени лопатки при който периферния кпд е най-висок. Това се извърши при промяна на честотата на въртене както и при промяна на входните параметри на газа. Периферния кпд за този тип газови турбини са получени в [1]-74%, и съответно в [4]-81.3%, в настоящото изследване $\eta_{Tu} = 86.5\%$. Причината за по-високата стойност на кпд е, че не е моделирана утечката на газа за основния диск на работното колело. Тази задача е обект на разглеждане в бъдещи проекти.

4. Литература

1. Гриция Л., "Справочник судового механика. Том 1", Москва, 1973, изд. "Транспорт", 696 с.
2. Йосифов Р., Н. Лазаровски. "Корабни парни и газови турбини. Термо-газодинамични изчисления при проектиране и изследване на турбомашини", Варна, 1994, изд. "ВМЕИ-Варна", 295 с.
3. Левенберг В. "Судовые турбоприводы. Справочник", Ленинград, 1983, изд. "Судостроение", 328 с.
4. Межеричкий А. "Агрегаты систем турбонаддува судовых двигателей", Мурманск, 1983, 176 с.
5. Янгъзов А. "Числено моделиране на работата на центростремителна турбина", Известия на Съюза на учените-Варна, серия "Технически науки", 2013, 121 с.
6. Luddecke B., D. Filsinger, "On Mixed Flow Turbines for Automotive Turbocharger Applications", International Journal of Rotating Machinery, Volume 2012, 14 p.
7. Pucher H., K.Zinner. "Aufladung von Verbrennungsmotoren. Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen", Berlin, 2012, Springer, 371 p.