

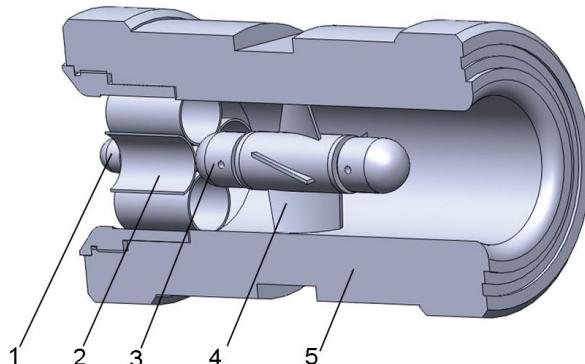
## Теоретично изследване на тахометричен дебитомер със CFD продукт Flow Simulation

Красимир Тужаров, Генчо Попов, Иванка Желева, Климент Климентов,  
Ивайло Nikolaev, Борис Костов, Ахмед Ахмедов

**Резюме:** В работата е изследван турбинен дебитомер „ИЗОТ 1ГЖ06”, като е създаден физически модел на дебитометра на програма Solid Works, и числен модел със CFD програма FloSimulation. В резултат на изследването са получени полетата на разпределение на скоростта, налягането, токовите линии през уреда, както и честотните му характеристики.

### ВЪВЕДЕНИЕ

Тахометрични се наричат дебитомерите или броячите, които имат подвижен въртящ се елемент, скоростта или броя на оборотите на които са пропорционални на дебита на потока съответно обема на преминалата течност.



Фиг. 1. Турбинен дебитомер „ИЗОТ 1ГЖ06“ с осово работно колело

1-обтекател; 2-направляващ апарат с лагерно тяло; 3-лагерно тяло; 4-работно колело; 5-корпус.

Техните предимства са голям диапазон на измерваните дебити, бързодействие и висок клас на точност – 0,5..1,5. Изработват се с условни диаметри от 4..750 mm, номинално налягане до 250 MPa и температурен диапазон -240..700 oC.

Основен недостатък е износването на лагерните опори на работното колело. По тази причина не са подходящи за течности, съдържащи механични примеси. Освен това с увеличаване на вискозитета се увеличава нелинейната част на характеристиката им.

Произвежданите у нас тахометрични дебитомери се използват основно за измерване на дебита на вода и нефтопродукти. На фиг. 1 е показано устройството на изследвания турбинен дебитомер „ИЗОТ 1ГЖ06“.

Теорията на аксиалните турбинни дебитомери е разгледана в много работи [1, 2, 3]. Зависимостта на честотата на въртене n от обемния дебит Q при аксиалните работни колела се представя в общ вид с уравнението:

$$(1) \quad n = f(Q, \nu, \rho, M_R, d_y, d_1, d_2, l, t)$$

където:  $\nu$  и  $\rho$  са кинематичният вискозитет и плътността на течността;  $M_R$  – съпротивителният момент на тахометричния преобразувач;  $d_y, d_1, d_2$  – условният диаметър на уреда, външният и вътрешният диаметри на работното колело;  $l$  –

осовата дължина на лопатките;  $t$  - стъпката на лопатките по винтовата линия.

На основа на теоремите за подобие уравнение (1) може да се представи в критериална форма с критериите за подобие

$$\pi_1 = \frac{nD^3}{Q}, \pi_2 = \frac{Q}{vD} = \text{Re}, \pi_3 = \frac{M_R D}{\rho Q^2}, \pi_4 = \frac{d_1}{d_y}, \pi_5 = \frac{d_2}{d_y}, \pi_6 = \frac{l}{d_y}, \pi_7 = \frac{t}{d_y}.$$

За конкретна турбина основна е зависимостта  $\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3)$ , тъй като останалите критерии имат постоянна стойност.

Зависимостта между дебита  $Q$  и ъгловата скорост  $\omega$  на идеалното работно колело има вида [4]:

$$(2) \quad \omega = \frac{1}{rstg\varphi} Q$$

където:  $r$  е средният радиус на работното колело;  $s$  - напречното сечение на потока;  $\varphi$  - ъгълът на установяване на лопатките.

По детайлна зависимост между  $\omega$  и  $Q$  се получава от уравнението за движение на работното колело:

$$(3) \quad J \frac{d\omega}{dt} = M - M_R$$

където:  $J$  е масовият инерционен момент на работното колело;  $M, M_R$  – задвижващият и съпротивителният (от вискозното триене, силите на триене в лагерите и съпротивлението на тахометричния преобразовател) моменти на работното колело.

При установлен режим на работа  $\frac{d\omega}{dt} = 0$ ,  $M_R = f(\omega, Q)$ , а  $M = f(\omega, Q)$  се определя от теоремата за момента на количеството на движение или по числен метод. В тази работа задвижващият момент е определен с Flow Simulation.

## ИЗЛОЖЕНИЕ

Потокът на работния флуид през дебитомера (фиг. 1) привежда в движение работното колело, при което скоростта му се стабилизира при достигане на равенство между въртящия момент създаван от турбината и съпротивителния момент. Цел на настоящата работа е получаването на честотната характеристика на турбинен дебитомер „ИЗОТ 1ГЖ06”, която е зависимостта на въртящия момент на вала от честотата на въртене на работното колело, при увеличаващ се дебит  $Q = 0,001..0,01 m^3/min$ . За постигане на целта са решени следните задачи: създадени са физически модел на дебитомера на програма Solid Works, и числен модел със CFD програма FloSimulation.

Предпоставки за изследването са, че работната течност е вода, течението е турбулентно с ламинарен подслой при стените, стените са топлоизолирани (течението е адиабатно). Отчитайки, че в геометричният модел има уплътнителни кухини, които трябва да се изключат от моделното течение, се активират опциите **Exclude cavities without flow conditions** и **Exclude internal spaces**. Общите настройки на проекта са показани в таблица 1.

От таблицата се вижда, че началните условия са оставени по подразбиране, като е активирана опцията **Pressure potential**.

Във Flow Simulation турбулентните флуидни течения се моделират с уравненията на Навие-Стокс, които описват законите за съхранение на материята, импулса и енергията. Параметрите на потока се осредняват по времето съгласно Рейнолдс [5, 6, 7, 8, 9].

Таблица 1

Unit system	SI
Physical features	<i>Rotation: Type - Local region(s)</i>
Wall Conditions	<i>Default smooth walls</i>
Initial and Ambient Conditions	<i>Thermodynamic parameters: Temperature=293°K; Pressure: 101 325 Pa; Turbulence parameters: turbulence intensity %, turbulence length 0,00075 m; turbulence energy <math>k=1J/kg</math> and decipation <math>\varepsilon = 1 kW/kg</math>.</i>
Result and Geometry Resolution	<i>Ниво на Result resolution равно на 5; Minimum gap size = 0.001 m, другите опции са по подразбиране.</i>

В резултат уравненията имат допълнителни членове – напрежения по Рейнолдс. За затваряне на системата уравнения във Flow Simulation се използват уравненията за пренасяне на турбулентната кинетична енергия и нейната дисипация в рамките на турбулентния модел  $k-\varepsilon$  [6, 9]. Тази система уравнения в рамките на подхода на Ойлер в декартова координатна система ( $x_i, i = 1,2,3$ ), въртяща се с ъглова скорост  $\omega$  около ос, преминаваща през началото й, има следния вид:

$$(4) \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0,$$

$$(5) \quad \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_i u_k - \tau_{ik}) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = S_i,$$

$$(6) \quad \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho E + p) u_k + q_k - \tau_{ik} u_i = S_k u_k + Q,$$

където:  $t$  е времето;  $u$  - скоростта на течащата среда;  $\rho$  - плътността на течащата среда;  $p$  - налягането в течащата среда;  $S$  - масовите сили (гравитационните и инерционните от движението на координатната система) действащи на единица маса от течащата среда;  $E$  - пълната енергия в единица маса от течащата среда;  $Q$  - топлината отделена от топлинен източник в единица обем от течащата среда;  $\tau_{ik}$  - тензорът на вискозните, деформационни напрежения;  $q_i$  - дифузионният топлинен поток; долните индекси показват сумирането по трите координатни направления.

За нютонови течки среди тензорът на вискозните деформационни напрежения се определя по следния начин:

$$(7) \quad \tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij},$$

където:  $\mu = \mu_d + \mu_t$  е сумата от коефициентите на динамичния и турбулентния вискозитет;  $\delta_{ij}$  - делта функцията на Кронекер ( $\delta_{ij} = 1$  при  $i = j$ ,  $\delta_{ij} = 0$  при  $i \neq j$ );  $k$  – турбулентната кинетична енергия.

В съответствие с турбулентния модел  $k-\varepsilon$  коефициентът на турбулентния вискозитет се определя чрез величината на кинетичната енергия на турбулентността  $k$  и дисипацията на тази енергия  $\varepsilon$ :

$$(8) \quad \mu_t = f_\mu C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon},$$

където  $f_\mu$  е функцията за моделиране на преходни течения;  $C_\mu = 0,09$  - коефициент.

Кинетичната енергия на турбулентността  $k$  и дисипацията на тази енергия  $\varepsilon$  се

определят в резултат на решенията на така наречените транспортни уравнения:

$$(9) \quad \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho k U) = \operatorname{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \operatorname{grad}(k)\right] + 2\mu_t E_{ij} - \rho \varepsilon,$$

$$(10) \quad \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \varepsilon U) = \operatorname{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \operatorname{grad}(\varepsilon)\right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k},$$

където  $\sigma_k = 1$ ;  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ ;  $\sigma_{1\varepsilon} = 1,44$ ;  $\sigma_{2\varepsilon} = 1,92$ .

Физическият смисъл на първия член на транспортните уравнения е скоростта на изменение на  $k$  и  $\varepsilon$ , на втория - транспортирането на  $k$  и  $\varepsilon$  чрез конвекция, на третия – транспортирането на  $k$  и  $\varepsilon$  чрез дифузия, на четвъртия - скоростта на произвеждане на  $k$  и  $\varepsilon$  и на последния - скоростта на унищожение на  $k$  и  $\varepsilon$ .

Дифузионният топлинен поток  $q_i$  се моделира с помощта на уравнението:

$$(11) \quad q_i = -\left(\frac{\mu_t}{\Pr} + \frac{\mu_d}{\sigma_c}\right) c_p \frac{\partial T}{\partial x_i},$$

където:  $\sigma_c = 0,9$ ;  $\Pr$  - числото на Прандтл;  $c_p$  - специфичният топлинен капацитет при постоянно налягане;  $T$  - температурата на течащата среда.

За моделирането на ламинарните течения дадената система уравнения се модифицира, като се полага  $k = 0$  и  $\varepsilon = 0$ . С функцията  $f_\mu$  се моделира прехода от ламинарно към турбулентно течение и обратно.

Ламинарен и турбулентен граничен слой на течението около повърхностите на твърдото тяло и прехода от ламинарен граничен слой към турбулентен и обратно се моделират с помощта на модифицирани универсални пристенни функции.

За симулиране на въртенето е създадено спомагателно тяло, което обхваща турбината с запас. Диаметърът на тялото превишава вътрешния диаметър на проходното сечение. За въртящата се област се задават текущи стойности на ъгловата скорост  $\omega = 441..441,1$  и се присвоява атрибута **Disable**, който превръща тялото в прозрачно за течащата среда.

За настройването на началната мрежа е изключен режимът **Automatic settings**, и е определен броят на клетките на базовата мрежа по координати, критерият за раздробяване на мрежата на разделителната повърхнина с течностната среда, раздробяването на тесните канали до 3 клетки при условие, че в системата може да се реализира ниво на адаптация 6.

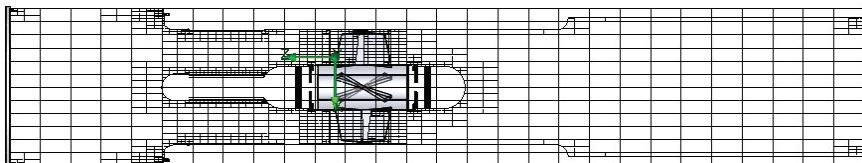
За по-интензивна адаптация на мрежата на работното колело, е използван функционала **Local Initial Mesh**. Предварително е създадено тяло, което обхваща дадената област. Увеличена е до 6 настройката на нивото на раздробяване на клетките по критерия **Tolerance refinement criterion** в опцията Solid/Fluid Interface, раздробяват се до ниво 2 всички клетки, които попадат в областта в опцията Refining cells и е повишено до ниво 4 желания брой клетки напречно на тесните канали в опцията Narrow channels.

Фрагмент на резултантната мрежа във вертикално сечение е показан на фиг. 2. В нея се получават 320 000 течностни клетки и 440 000 частични. Относно получения резултат мрежата е достатъчно рационална: по дължината на лопатките има 12..20 клетки.

Въртящият момент  $M_z$  и силата от челното налягане  $F_z$  се моделират с помощта на вградени в програмата универсални функции:

$$(12) \quad M_z = \int_{r_0}^R dM_z(r), \quad F_z = \int_{r_0}^R dF_z(r),$$

където:  $r_0, R$  са радиусите на главината и външния на работното колело;  $r$  - текущият радиус по дължината на лопатките на работното колело;  $dM_z$  и  $dF_z$  - текущите стойности на елементарния въртящ момент създаван от разпределението на налягането под и над лопатките и на елементарната осова сила създавана от разликата между наляганията пред и след работното колело.

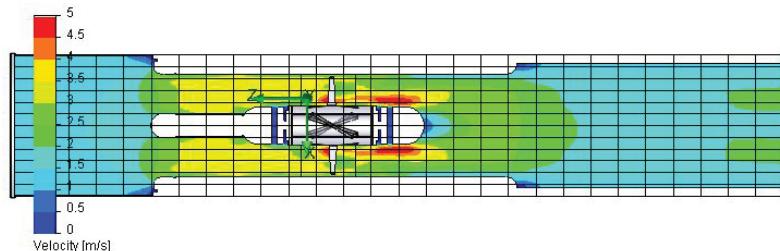


*Фиг. 2. Фрагмент на сечение от вертикалната равнина.*

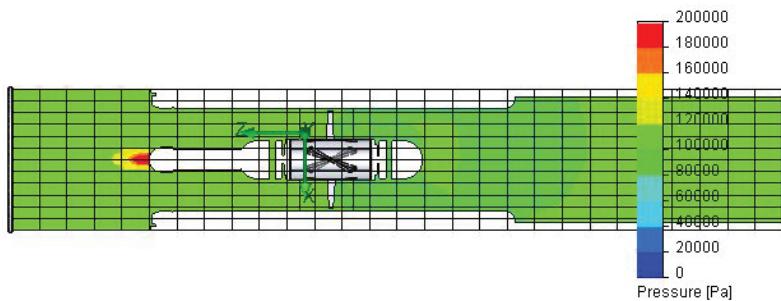
### РЕЗУЛТАТИ И АНАЛИЗ

Като цяло тази задача в хода на решението проявява стабилност и бърза сходимост особено за силовите показатели - въртящия момент и осовата сила.

Разпределението на скоростите в надлъжно сечение е показано на фиг. 3, а статичното налягане – на фиг. 4.



*Фиг. 3. Надлъжно сечение на скоростното поле.*

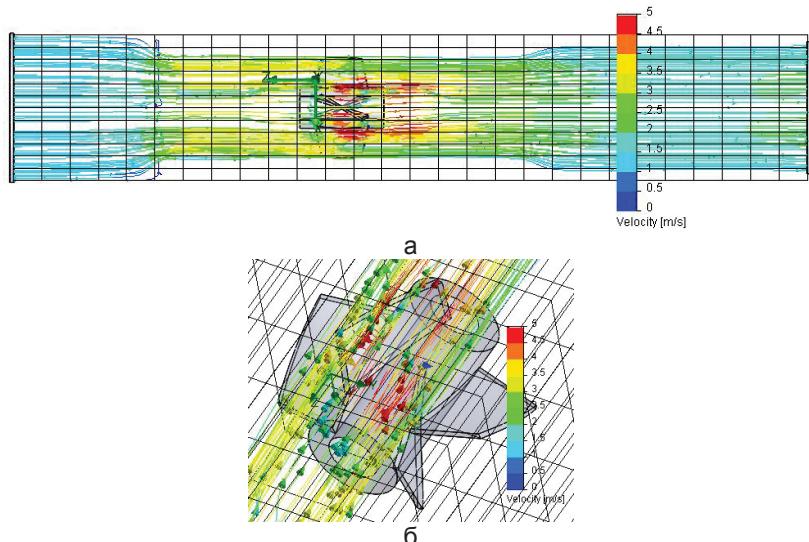


*Фиг. 4. Надлъжно сечение на полето на статичното налягане.*

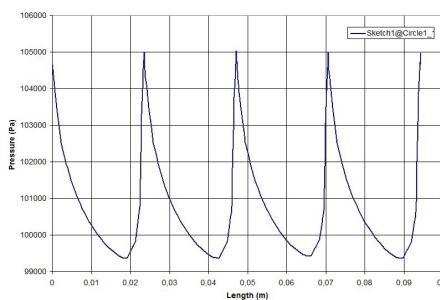
Токовите линии са показвани на фиг. 5. Както се вижда потока не получава въртеливо движение, преди входа на тръбата, тъй като входният участък на тръбата е по-голям от този на модела (1,5 от диаметъра на средното проходно сечение) и течението придобива установен характер преди попадане в зоната на смущения.

Разпределение на налягането пред работното колело по окръжност с диаметър 30 mm е показано на фиг. 6. Резултатите за разпределението на налягането около лопатките на работното колело се използват за изчисление на стойностите на въртящ момент  $M_z$  и осова сила  $F_z$ .

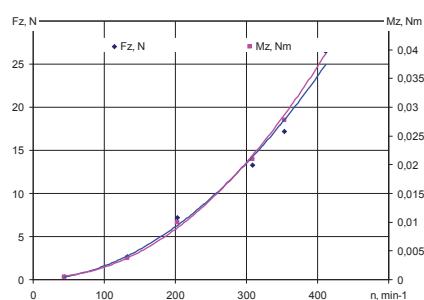
Резултатът от изчисленията за различни стойности на скоростта на въртене  $n$ , във вид на диаграма въртящ момент  $M_z$  и осова сила  $F_z$  е показан на фиг. 7. Графиката на момента може да се приеме за права линия. При съгъстяване на мрежата съответствията с експеримента стават по-добри. След достигане на скоростта на въртене до някаква максимална стойност, въртящият момент става максимален.



Фиг. 5. Токови линии.



Фиг. 6. Разпределение на налягането пред работното колело по окръжност с диаметър 30 mm.



Фиг. 7. Зависимост на въртящия момент на работното колело от скоростта на въртене.

## ИЗВОДИ

Примерът демонстрира способността Flow Simulation за решение на задачи с пасивни въртящи се обекти. От честотната характеристика за въртящия момент се вижда, че тя има малка нелинейност, което съответства на експериментално получени характеристики представени в литературата. Отчитайки сложността на геометрията, наличието на направляващ апарат, тесни проходни канали, въртящ се вал, възможността за получаване на достоверна прогноза за характеристиките на изделието с малки загуби е положителен факт.

### Литература

- [1]. Бобровников Г. Н. Определение осевово усилия на рабочем колесе и момента трения в подшипниках качения турбинного датчика расхода. М., Известие вузов, 11, Машиностроение, 1969.
- [2]. Бобровников Г. Н. Теория и расчет турбинных расходомеров. М., Стандартов, 1978.
- [3]. Бошняк Л. О. Исследование и разработок тахометрических расходомеров. Приборы и системы управления, 9, 1972.
- [4]. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества. Л., Машиностроение, 1989.
- [5]. Алямовский А. Solid works Simulation. Как решать практические задачи. Санкт Петербург, 2012.
- [6]. Terziev Angel. Specifics in numerical modeling of flow past a square-cylinder. Научни трудове на русенския университет – 2014, том 53, серия 1.2.
- [7]. CosmosFloWorks, Fundamentals, 2008.
- [8]. Introducing CosmosFloWorks, 2006.
- [9]. Solid Works, компьютерное моделирование в инженерной практике. Петербург 2005.

### За контакти:

доц. д-р Красимир Тужаров, Катедра "Топлотехника, хидравлика и екология",  
Русенски университет "Ангел Кънчев", tujarov@uni-ruse.bg

Докладът е рецензиран.