

Tran Hong Long PHAN^{*}, Sylva DRÁBKOVÁ^{}**

**NUMERICAL MODELING AS A TOOL OF CENTRIFUGAL PUMP Q~H CURVE
INVESTIGATION**

**VYŠETŘENÍ STABILITY Q-H CHARAKTERISTIKY ODSTŘEDIVÉHO ČERPADLA
S VYUŽITÍM NUMERICKÉHO MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ**

Abstract

Centrifugal pump converts the input power to kinetic energy in the liquid by accelerating the liquid by revolving impeller. The most common type is the volute pump. The performance of a centrifugal pump can be shown graphically on a characteristic curve. A typical characteristic curve shows the total dynamic head plotted over the capacity range of the pump. Most often, the characteristic curve is obtained by measurement. In the process of pump design, numerical modeling can be applied to investigate the flow in a complex geometry of a centrifugal pump and to predict the achievable head and capacity. Based on the obtained results, further modifications of the impeller and volute geometry can be designed

Abstrakt

Odstředivá čerpadla transformují mechanickou energii na hydraulickou prostřednictvím energie kinetické. Nejčastějším provedením je spirální čerpadlo s uzavřeným oběžným kolem. Pro posouzení odstředivých čerpadel má velký význam Q-H křivka určená při konstantních otáčkách na zkušebně. Numerické modelování přináší nové možnosti vyšetřování struktury proudění v hydrodynamických čerpadlech a odhad dosahovaných parametrů zejména ve fázi jejich návrhu. Zpětná vazba mezi trojrozměrným rozložením veličin popisujících proudění a navrhovanou geometrií umožňuje korigovat hydraulický návrh oběžného kola a spirály čerpadla.

1 INTRODUCTION

Fluent software package was applied to investigate the flow in a centrifugal pump with given parameters: $Q = 0.007 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 80 \text{ m}$, $n = 2900 \text{ min}^{-1}$ designed at the Victor Kaplan Department of Fluid Engineering, Energy Institute, Technical university Brno.

2 PUMP FLOW

All centrifugal pumps use an impeller and volute to create the partial vacuum and discharge pressure necessary to move water through the casing. The impeller and volute form the heart of the pump and determine its flow and energy transfer. An impeller is a rotating disk with a set of vanes coupled to the engine/motor shaft that produces centrifugal force within the pump casing. A volute is the stationary housing (in which the impeller rotates) that collects, recirculates and discharges water entering the pump. The main function of the volute is to transfer the kinetic energy to pressure energy. A diffuser is used on high pressure pumps, its function is similar to that of volute but is designed as a set of short channels created by stationary blades. Many types of material can be used in their manufacture but cast iron is most commonly used for construction applications.

^{*} Ing., Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering, VSB-Technical University of Ostrava, 17. listopadu 15/2172, Ostrava 70833, tel. (+420) 59 732 5753, e-mail: pha023@vsb.cz

^{**} doc., Ing., Ph.D., Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering, VSB-Technical University of Ostrava, 17. listopadu 15/2172, Ostrava 70833, tel. (+420) 59 7324386, e-mail: sylv.drabkova@vsb.cz

3 NUMERICAL MODEL

For the numerical modeling of the flow through the impeller and volute CFD code FLUENT Release 6.3 was applied. The incompressible, unsteady (and steady to compare) flow was modeled in complex 3D geometry. The RANS approach to turbulence modeling (RNG k- ϵ model and k- ω SST model for the last case) has been applied to a strongly unsteady flow.

A computational grid was prepared respecting the designed dimensions and shape of impeller and volute. Impeller and volute were modeled together to account for their interaction and resulting dynamic effects (see Fig.1).

To investigate the influence of the grid accuracy, two different grids were prepared with different type of meshing and number of cells. In **FLUENT** it is possible to use a grid composed of cell zones with non-conformal boundaries. That is, the grid node locations do not need to be identical at the boundaries where two sub-domains meet. Non-conformal grid was with generated with 233 259 cells. Beside this, grid with boundary layer attached to blades and disks was prepared including 802 555 cells. This mesh was further adapted near the blades and the resulting number of cells was 1 028 416 (see Fig.2).

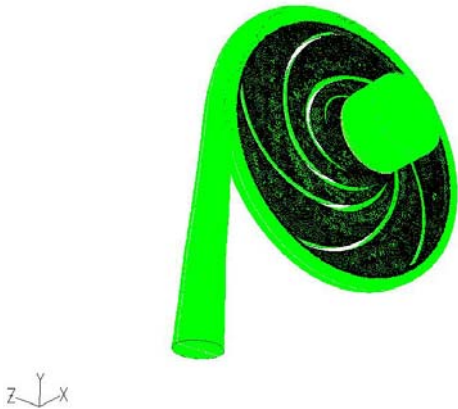


Fig. 1 Schematic of the modeled geometry

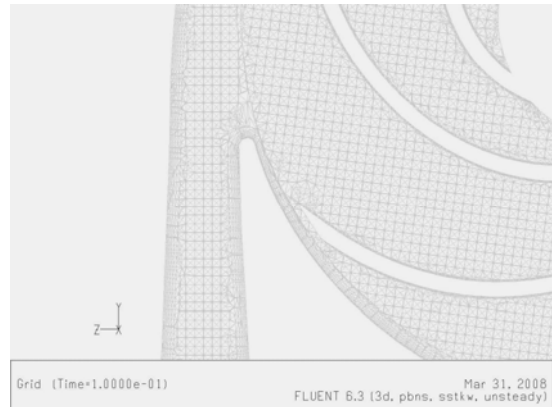


Fig. 2 Detail of computational grid with 802 555 cells

The problem involves multiple moving parts as well as stationary surfaces which are not surfaces of revolution. Zones which contain the moving components can then be solved using the moving reference frame equations, whereas stationary zones can be solved with the stationary frame equations. In Fluent, two approaches can be applied for the modeling of such cases:

- Multiple Rotating Reference Frames
 - *Multiple Reference Frame model (MRF)*
 - *Mixing Plane Model (MPM)*
- Sliding Mesh Model (SMM)

Both the MRF and MPM approaches are steady-state approximations, and differ primarily in the manner in which conditions at the interfaces are treated. The sliding mesh model (SMM approach) is unsteady due to the motion of the mesh with time. This approach was applied in most cases. Data Sampling for Time Statistics was applied which enable to compute the time average (mean) of the instantaneous values and root-mean-squares of the fluctuating values sampled during the calculation.

Boundary conditions were set according to the optimal parameters of the pump. Dimensionless flow rate varied from 0,014 to 1,000 (optimal flow rate). The computational parameters leading to the most reasonable result were as follows:

- ❑ pressure based solver, 3d
- ❑ k-omega SST (2 equation)
- ❑ unsteady formulation: 1st Order Implicit
- ❑ time step: 0,0001 [s], max. iterations per time step 20

All the simulation had to be run for long time. However the calculations were run for a long period, the calculated flow time in all tested did not exceed 0,3s, which means that it is difficult to compare the statistical data with experimental measurement, hence we compared data in these cases together (k-epsilon with k-omega, time depend and time independent, rough and fine mesh).

4 RESULTS

Average head at the outlet of volute was evaluated. Characteristic curve showing the dependence of dimensionless pump head (vertical axis) on capacity (horizontal axis) was investigated in the range of dimensionless Q from 0,014 to 1,000 for various combination of grid and technique of modeling the rotor motion (see Fig.3 and Fig. 4).

Symbol	Grid	Motion Type	Model	Time
1a	233 259 cells	moving reference frame	k-ε	steady
2a	802 555 cells	moving reference frame	k-ε	steady
1c	233 259 cells	moving mesh	k-ε	unsteady
2c	802 555 cells	moving mesh	k-ε	unsteady
2c-adapt	1 028 416 cells	moving mesh	k-ω SST	unsteady

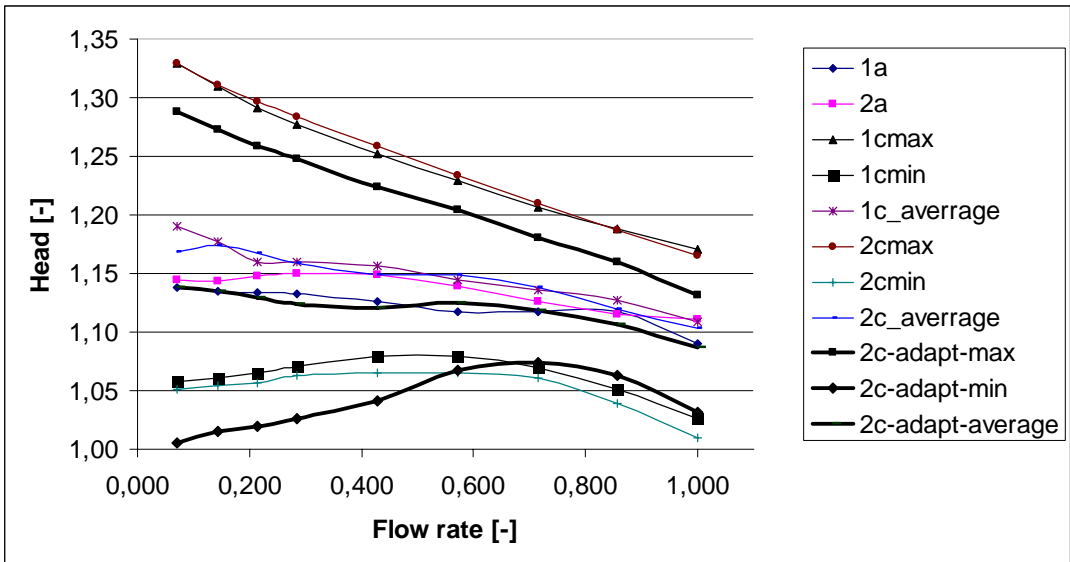


Fig. 3 Performance of a centrifugal pump

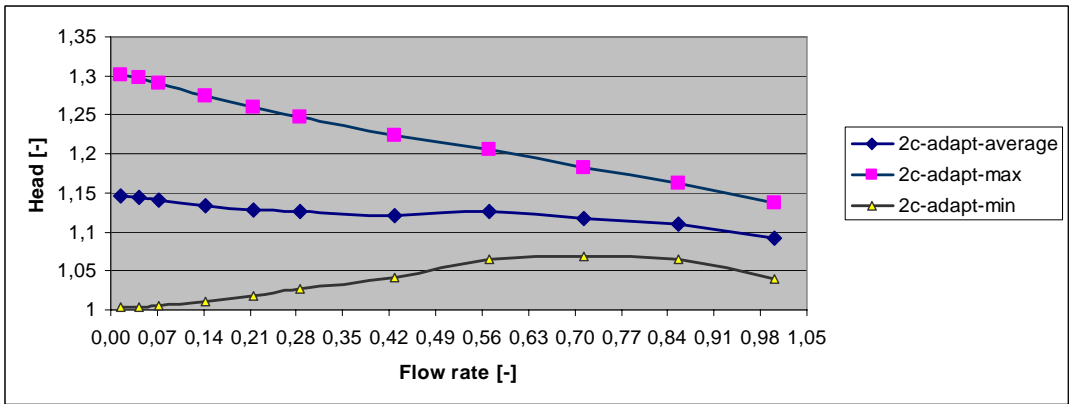


Fig. 4 Detail for 2c-adapt for various values of dimensionless flow-rate

Variation of head in time for dimensionless Q ranging from 0,01 to 1,000 was further investigated (see Fig.5).

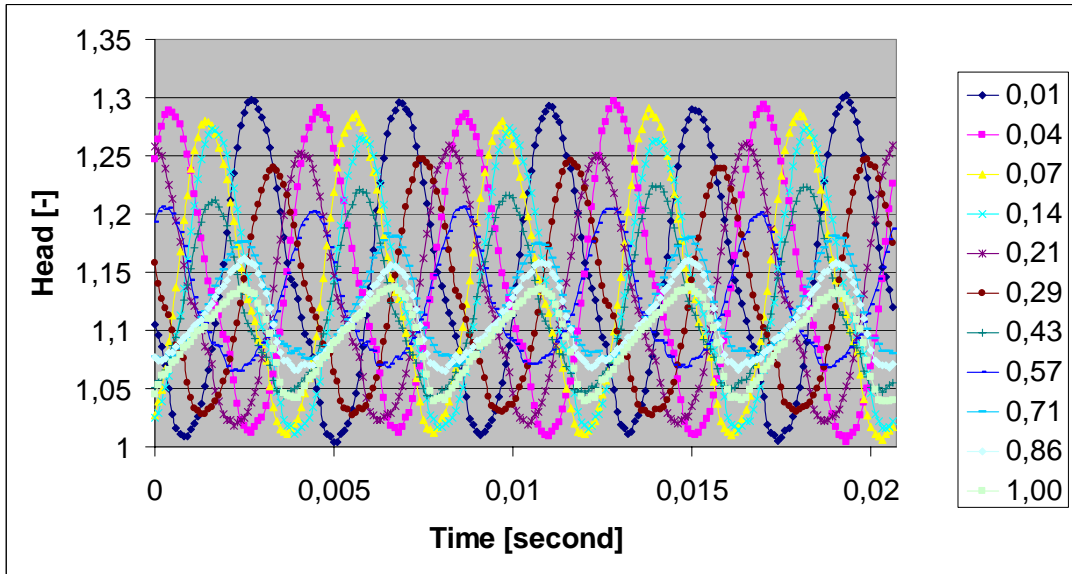
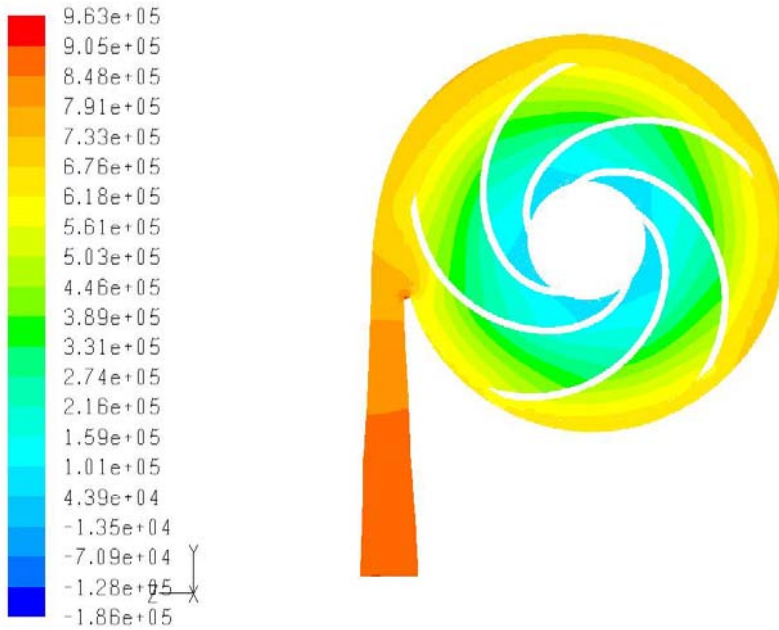


Fig. 5 Variation of head in time for capacity ranging from 0,01 [-] to 1[-] Q

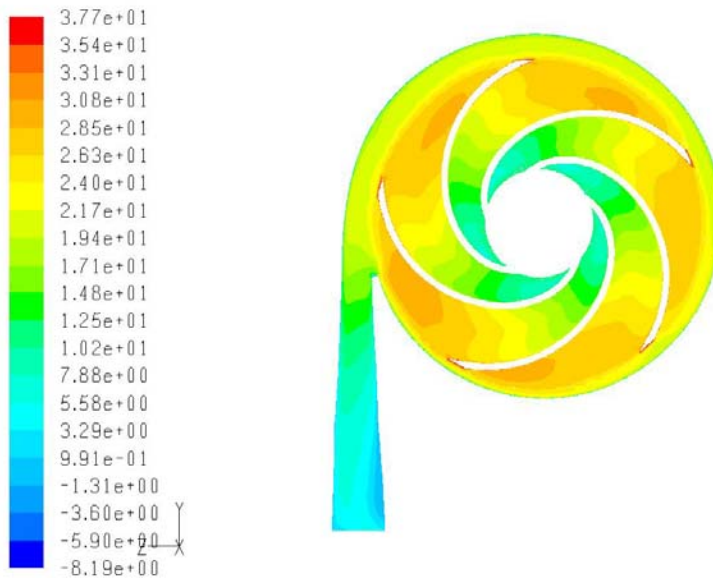
Regular oscillations of head can be observed, the magnitude of which decreases with growing flow-rate and reaches the minimum for optimal flow-rate. The time period of harmonic function $T = 0,0042$ s and the frequency $f = 1/T = 241\text{s}^{-1}$, which corresponds to frequency of rotation $48,33\text{ s}^{-1}$ multiplied by number of blades.

Static pressure, axial, radial and tangential velocity was evaluated to understand the flow in the impeller (see Fig.6 and Fig. 7).



Contours of Static Pressure (pascal) (Time=2.2470e-01) Mar 26, 2008
 FLUENT 6.3 (3d, pbns, sstk, unsteady)

Fig. 5 Contours of static pressure for 2c, sstk- ω model of turbulence



Contours of Tangential Velocity (m/s) (Time=2.2470e-01) Mar 26, 2008
 FLUENT 6.3 (3d, pbns, sstk, unsteady)

Fig. 6 Contours of tangential velocity for 2c, sstk- ω model of turbulence

5 CONCLUSIONS

CFD tools can be applied to model the complex flow in a centrifugal pump and to predict the achievable head and capacity. Longer history of modeled variables is necessary for more precise spectra and statistics evaluation.

Rychlý rozvoj výpočetní techniky přináší nové možnosti vyšetřování struktury proudění v hydrodynamických čerpadlech s využitím nástrojů numerického modelování. Avšak bez posouzení reálnosti dosažených výsledků, jejich porovnání s daty získanými pomocí fyzikálního experimentu nepřinášejí tyto nástroje očekávaný užitek. Velkým přínosem pro danou úlohu bude realizace měření a srovnání vypočtených a naměřených hodnot Q-H.

Dosavadní práce poskytuje řadu možností navázat na dosažené výsledky zdokonalovat navrženou metodiku v těchto směrech:

- ❑ modelování na jemné síti (řádově 10^6)
- ❑ testování modelů turbulence (byl použit převážně model k- ϵ , který je pokládán za vyhovující pro většinu inženýrských aplikací, avšak jsou známy i jeho nedostatky v případě proudění v zakřivené geometrii a v případě odtržení proudu. Dalším problémem je rychlý pokles rychlosti proudění v difuzoru a je známo, že k- ϵ model není příliš vhodný v případě opačných tlakových gradientů. Je vhodné provést výpočet jinými modely, zejména k- ω SST)
- ❑ testování okrajových podmínek
- ❑ monitorování veličin v průběhu řešení, vyšetření dynamických účinků v důsledku interakce oběžného kola a spirály

Numerické modelování za předpokladu dostatečné verifikace umožňuje snížit počet realizovaných měření na modelu a navíc lze získat hodnoty veličin popisujících proudové pole v místech, kde měření je obtížné. Zvolený postup je přínosný nejen z hlediska zlepšení hydraulických parametrů a účinnosti čerpadla, ale i z hlediska modelování turbulentního proudění v hydraulických strojích. Hodnoty, získané experimentálním měřením, slouží k verifikaci výsledků numerického modelování turbulentního proudění. Dále by měly být výsledky měření a numerické simulace využity pro navržení optimálního tvaru kola difuzoru, čímž selepší výstupní parametry čerpadla.

REFERENCES

- [1] BLÁHA, J. BRADA, K.: *Hydraulické stroje, celostátní vysokoškolská příručka*, Praha: 1992, 752 str.
- [2] PACIGA, A., STRÝČEK, O., GANČO, M.: *Čerpacia technika*, Bratislava: Alfa, 1984, 223 s.
- [3] Fluent Inc. *GAMBIT 2.2.30, Users Guide, Tutorial Guide*. Dostupné z: <URL: http://spc.vsb.cz/portal/cz/documentation/manual/doc.vsb.cz/Aplikacni%20software/Gambit_2.2.30/>.
- [4] Fluent Inc. *Fluent 6.3.26 – User's guide*. © Fluent Inc. 2006-10-12. Dostupné z: <URL: http://spc.vsb.cz/portal/cz/documentation/manual/doc.vsb.cz/Aplikacni%20software/Fluent_6.3.26/>.
- [5] KOZUBKOVÁ, M., DRÁBKOVÁ, S. *Numerické modelování proudění – FLUENT I*. [Online]. c2003. Ostrava: VŠB – TUO, 116 s, poslední revize 3.1.2005. Dostupné z: <URL: <http://www.338.vsb.cz/seznam.htm>>.

Reviewers:

prof. Ing. František Pochylý, CSc., Fakulta strojního inženýrství, VUT Brno
doc. Ing. Jiří Polanský, Ph.D., Fakulta strojní, ZČU v Plzni