

Perhitungan aliran dan peramalan karakteristik pompa sentrifugal bertingkat dengan penggunaan *CAD blade's system*

W.M. Rumaherang

Jurusan Teknik Mesin Universitas Pattimura Ambon

(Mahasiswa S2 “Departemen of Hydromachinery, hydraulic actuator and pneumatic automation, Power Engineering Faculty of the Saint-Petersburg State Polytechnical University-Russian Federation”)

Abstrak

Permasalahan penting dalam desain pompa sentrifugal adalah karakteristik pada perhitungan teoritis harus sama atau sangat dekat ke karakteristik praktek dan hasil pengujian di laboratorium. Pengaruh parameter-parameter hidrodinamika di sisi masuk, sudu-sudu impeller, diffuser, sudu pengarah dan sisi keluar menentukan karakteristik pompa, karena itu dalam perencanaan pompa sentrifugal masalah yang terpenting adalah konstruksi geometri impeller, diffuser dan sudu pengarah. Masalah ini dapat diselesaikan melalui ketepatan perhitungan hidrodinamika pada proses desain, pabrikan dan pemasangan pompa. Penggunaan CAD khusus untuk sudu-sudu pompa sentrifugal sangat mempermudah proses desain dengan tingkat akurasi yang tinggi. Skets konstruksi dibuat dengan AUTOCAD, KOMPAS (KOMIAC), atau program lainnya untuk menentukan koordinat titik pada garis sudu-sudu. Koordinat titik diformasikan menurut sumbu r, x, y, z dalam file dat sebagai file input ke CAD FED. Resultat ditampilkan dalam bentuk gambar profil dan karakteristik ramalan: kecepatan (C), kehilangan-kehilangan (h), daya (N), head (H) dan efisiensi (η) terhadap debit (Q). Dalam tulisan ini dirancang pompa sentrifugal 2 tingkat dengan total head 120 m, $n = 2950$ rpm, kapasitas 0.055 m³/s, air dengan temperature 20° . Perhitungan dilakukan beberapa kali untuk mendapatkan konstruksi pompa dengan karakteristik yang optimal. Hasil yang diperoleh menunjukan bahwa karakteristik optimal diperoleh untuk konstruksi profil dengan ukuran-ukuran utama; impeller: $d_{b1}=0.065$ m, $D_2=0.240$ m, $D_0=0.1312$ m, $z=7$, $b_1=0.0414$, $b_2=0.021$ m, $\beta_1=26^\circ$, $\beta_{s2}=23^\circ$, $\varphi=103^\circ$, difusor: $\beta_d=\beta_{s4}=\beta_d=\beta_{s5}=40^\circ$, $\beta_{sc}=\beta_{b13}=12,0^\circ$, $\varphi=40^\circ$, pengarah balik. $\beta_{bs}=\beta_{s6}=89,5^\circ, \varphi=60^\circ$.

Kata kunci: Desain, CAD, peramalan karakteristik

Abstract

An Important problem in centrifugal pumps designing is characteristic works in theoretical calculations. They are precise or very close to practical characteristics and results of tests in laboratory. Hydrodynamics parameters influence on the inlet sides, blades of impeller, vaned diffusers, stage guide vanes and side go out of pump. In turn they have very strong influence on the characteristics. In consequence to the plan of centrifugal pump, an important problem is geometrical constructions of the blades impeller, vaned diffusers, stage guide vanes and outlet of pump. The solution of this problem lays accuracy in hydro dynamical calculations in the design process, manufacturing and installation of pump. Special CAD for the blades can simplify the design process. The obtained result is highly accurate. Sketch can be constructively conducted by AUTOCAD, KOMPAS (KOMIAC) or other programs to determine coordinates of fixed points in the blade lines. All that points are then arranged in formations according to axis r, x, y, z , in the dat.file as input file to CAD. The result presented in the drawing form of blades profile and in the forecasting of whole pumps characteristics: speed, loses, power (N), head (H) and efficiency (η) versus capacity (Q). Calculations made in the several times, get the construction pump with the optimal characteristics. The result indicates that optimal conditions obtain to profile with the main dimensions: impeller $d_{b1}=0.065$ m, $D_2=0.240$ m, $D_0=0.1312$, $z=7$, $b_1=$, $b_2=0.0414$ m, $\beta_1=26^\circ$, $\beta_{s2}=23^\circ$, $\varphi=103^\circ$, diffusers: $\beta_d=\beta_{s4}=\beta_d=\beta_{s5}=40^\circ$, $\beta_{sc}=\beta_{b13}=12,0^\circ$, $\varphi=40^\circ$, stage guide vanes: $\beta_{bs}=\beta_{s6}=89,5^\circ, \varphi=60^\circ$.

Key words: Design, CAD, Forecasting of pump characteristics

1. Pendahuluan

Karakteristik pompa adalah prestasi pompa dalam bentuk grafik hubungan antara parameter-parameter: head (H), daya (N) dan efisiensi (η) terhadap debit (Q). Parameter-parameter ini menandai prestasi kerja dan biaya operasi pompa. Kondisi kerja optimal tercapai apabila efisiensi mencapai maksimum pada karakteristik pompa, selanjutnya semakin tinggi efisiensi maksimum pada karakteristik merupakan indikator ekonomis sebuah pompa. Parameter-parameter ini sangat tergantung dari proses desain, pabrikan dan pemasangan atau operasi pompa. Jika pabrikan dan pemasangan normal, pengaruh konstruksi elemen-

elemen utama pompa seperti impeller, difusor dan sudu pengarah merupakan penentu utama karakteristik pompa karena berhubungan langsung dengan parameter-parameter hidrodinamika.

Untuk menghasilkan desain yang memenuhi standar, maka setiap pemilihan parameter konstruksi geometri harus dapat diproyeksikan karakteristik pompa secara lengkap. Selanjutnya untuk mendapatkan parameter akan menghasilkan efisiensi maksimum, maka harus dilakukan iterasi. Hal ini dapat dilakukan melalui desain otomatis dan analisa dengan bantuan CAD khusus blade systems yang menghasilkan perhitungan dengan akurasi yang tinggi. Karena itu proyeksi karakteristik dengan

bantuan CAD merupakan hal penting dalam desain elemen-elemen pompa sentrifugal.

2. Dasar Teori

2.1. Beberapa Kekhususan Perhitungan dan Analisa Aliran, Integrasi Parameter-Parameter Hidrodinamika Pompa Sentrifugal Multistage Menggunakan Kompleks Program CAD Blade Systems.

Perhitungan aliran dan kehilangan-kehilangan menurut data kompleks untuk pompa analog *full-scale* dilakukan dengan asumsi bahwa pompa analog (*similar pumps*) selalu mempunyai diameter impeler $D_2' = 1M$, Head $H' = 1 M$, sedangkan debit dan putaran/kecepatan ditentukan sebagai berikut:

$$Q_1' = \frac{Q}{D_2'^2 \sqrt{H}} \tag{1}$$

$$n_1' = \frac{n D_2}{\sqrt{H}} \tag{2}$$

$$\omega_1' = \frac{\pi \cdot n_1'}{30} \tag{3}$$

Dimana : Q' = debit analog
 Q = debit sebenarnya (m³/s)
 H = head (M)

n_1, ω_1 = putaran dan kecepatan sudut takberdimensi
 n = putaran pompa (rpm)

Koefisien skala linear ditentukan dengan rumus:

$$K_L = \frac{L'}{L} = \frac{D_2'}{D_2} = \frac{1}{0.240} = 4,1667 \tag{4}$$

K_L = koefisien skala linear
 L = panjang sudu (m)
 D_2 = diameter impeller (m)

Lebar sudu *outlet* impeler (b_2) program dihitung:

$$b_2' = b_2 \times K_L \tag{5}$$

Dalam pompa-pompa yang sebenarnya, perbandingan kecepatan dalam bentuk analog (dari persamaan segitiga kecepatan) adalah:

$$\frac{C_2'}{C_2} = \frac{W_2'}{W_2} = \frac{U_2'}{U_2} \tag{6}$$

dinama: $\frac{U_2'}{U_2} = \frac{\omega_1' R_2'}{\omega R_2} = \frac{1}{\sqrt{H}}$

ω = kecepatan sudut (rad/s)
 W = kecepatan relative (m/s)
 C = kecepatan absolut (m/s)
 U = kecepatan keliling (m/s)

Jadi kecepatan dalam pompa analog dan *full-scale* dibandingkan seperti:

$$\frac{C_2'}{C_2} = \frac{W_2'}{W_2} = \frac{U_2'}{U_2} = \frac{1}{\sqrt{H}} \tag{7}$$

Pada kompleks program CAD BS dihitung distribusi kecepatan dan kecepatan sirkulasi di sekeliling sudu dalam pompa analog ($D_2' = 1 M$,

$H' = 1 M$). Komponen kecepatan U, W, C dalam pompa *full-scale* dihitung menurut formula:

$$W = \sqrt{H} \times W' \tag{8}$$

$$U = \sqrt{H} \times U' \tag{9}$$

$$C = \sqrt{H} \times C' \tag{10}$$

Hubungan antara kecepatan sirkulasi pompa *full-scale* G_s dengan kecepatan sirkulasi dalam pompa analog G_s' .

$$G_s = \int V dl = \int \sqrt{HV} d\left(\frac{l}{K_L}\right) = \frac{\sqrt{H}}{K_L} \int V dl = \frac{\sqrt{H}}{K_L} G_s' \tag{11}$$

dimana G_s' = sirkulasi yang dihitung untuk pompa analog.

Untuk mendefenisikan kecepatan digunakan ukuran-ukuran kecepatan takberdimensi

$$\frac{W}{U_2} = \frac{W'}{U_2'} \tag{12}$$

Geometri penampang meridian impeller pada perhitungan dengan CAD BS akan diberikan dalam dua metode. Metode pertama pada penampang meridian diformasikan titik-titik dan sudut kemiringan sudu. Metode kedua penampang meridian dan tepi sudu inlet impeller diberikan dalam bentuk titik-titik pada koordinat r, z (gambar 2).

Perhitungan pada program dapat dilakukan dengan dua metode – dengan perhitungan “cetak pendek” atau perhitungan “cetak panjang”. Perhitungan dengan “cetak pendek” berlangsung melalui *multipoint extension* dalam *file.exe*: *Gsmkv.exe, fed_kli.exe, ycktim.exe, kli_xox.exe, dan vm_simm3.exe*.

Setelah proses perhitungan dengan “cetak pendek” dapat dilihat geometri impeller, melalui file *viz_ckti.exe*. Pada screen ditunjukkan geometri penampang meridian dan bentuk sudu.

Resultat perhitungan dengan “cetak pendek” menghasilkan :

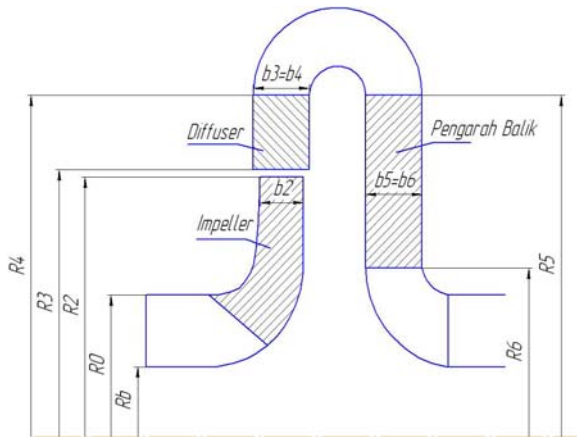
- distribusi kecepatan aliran aksial simetris.
- kehilangan-kehilangan pada sistem sudu-sudu geometri sudu-sudu pada *bidang konformal*.

Perhitungan dengan metode cetak panjang dilakukan melalui *gsmmal.exe*. Sesudah perhitungan itu, di screen dapat dilihat grafik distribusi kecepatan dan tekanan dalam sudu-sudu (Impeller, difusor dan sudu pengarah).

Perhitungan dengan metode “cetak panjang” menghasilkan:

- Distribusi kecepatan aksial aliran simetris
- Ditribusi kecepatan dan tekanan di sekeliling sudu-sudu.
- Kecepatan sirkulasi sekitar sudu-sudu pompa analog G_s'

Konstruksi penampang meridian pompa bertingkat digambarkan pada gambar 1.



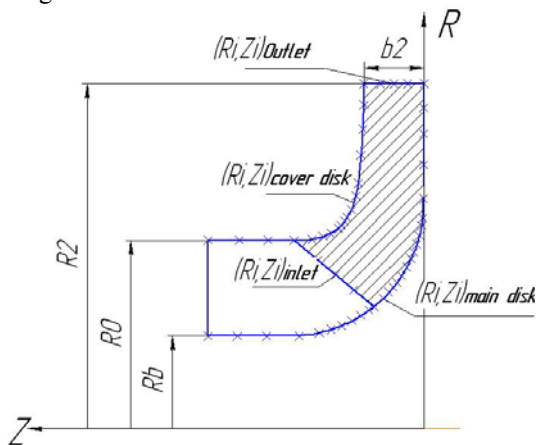
Gambar 1. Penampang meridian pompa

2.2. Impeller

Parameter-parameter utama impeller dan profil blade adalah:

- Diameter leher (bosh) (d_B), diameter impeller (D_2), diameter lobang masuk (D_0), jumlah sudu z , sudut blade (β_1, β_2), tebal sudu (δ_1, δ_2) dan sudut singgung sudu pada bidang R,Y (φ);
- Geometri penampang meridian, data koordinat tiap titik pada sumbu R,Z di *mainframe* dan *cover disc*.
- Geometri tepi sudu (*fringe*).
- Geometri *skeleton lines* sudu S, R, δ, θ ;
- Geometri penampang sudu *plane systems* $\theta = const$.

Penampang meridian impeller digambarkan pada gambar 2.



Gambar 2. Penampang meridian impeller.

Head teoritis impeller pompa ditentukan menurut rumus:

$$H_T = \frac{G_s \omega \cdot z}{2\pi g} = \left(\frac{\sqrt{H}}{K_L} \right) \cdot \frac{G_s \omega \cdot z}{2\pi g} \quad (13)$$

Dan untuk pompa analog:

$$H'_T = \frac{G_s \omega_1 \cdot z}{2\pi g} \quad (14)$$

Dimana: H_T = head total (m)

g = percepatan grafitas (m/s^2)

Net positive suction head (NPSH), dihitung sebagai:

$$\sigma' = \frac{\Delta h'_{kr}}{H} = \frac{\Delta h'_{kr}}{1} = \Delta h'_{kr} \quad (15)$$

$$\left(\frac{\Delta h'_{kr}}{\Delta h_{kr}} = \frac{V_1'^2}{HV_1'^2} = \frac{1}{H} \right) \quad (16)$$

Dimana: $\Delta h_{kr} = H \cdot \Delta h'_{kr}$; $\sigma' = \sigma = \text{NPSH}$.

Koefesien kecepatan kritis (kavitasi) dihitung sebagai:

$$C'_{kr} = \frac{5.62 n_1' \sqrt{Q_1'}}{(\sigma')^{3/4}} = \frac{5.62 n \sqrt{Q}}{\Delta h_{kr}^{3/4}} = C_{kr} \quad (17)$$

Total kehilangan hidrolis di impeller dihitung sebagai:

$$h_g^{im} = h_{wh} + h_{pr} + h_{disc} \cong h_{wh} + 2h_{pr} \quad (18)$$

$$\eta_g^{im} = 1 - h_g^{im} \quad (19)$$

dimana:

h_g^{im} = kehilangan hidrolis pada impeller

h_{wh} = kehilangan akibat palu air (*water hummer*)

h_{pr} = kehilangan pada profil sudu-sudu

h_{wh} = kehilangan pada disk impeller

η_g^{im} = efesiensi hidrolis di impeller

Total head yang dibangkitkan untuk pompa analog dan pompa ukuran yang sebenarnya adalah:

$$H' = H_T \eta_g'^{rk} \quad (D'_2 = 1 \text{ M});$$

$$H = \frac{\sqrt{H}}{K_1} \frac{G_s \omega_1 \cdot z}{2\pi g} \quad (D_2 = D_{2NAT}) \quad (20)$$

Untuk mendefenisikan kecepatan, digunakan ukuran-ukuran kecepatan takberdimensi

$$\frac{W}{U_2} = \frac{W'}{U_2'} \quad (21)$$

dan ukuran-ukuran tak berdimesi :

$$\frac{r}{r_2} = \frac{r'}{r_2'} \quad (22)$$

$$\text{atau} \quad \frac{l}{l_{\max}} = \frac{l'}{l'_{\max}} \quad (23)$$

Dimana l_{\max}, l'_{\max} adalah panjang profil maksimum sepanjang arah sisi isap (SS) atau arah tekan (SD).

Di kanal-kanal impeller, pada molekul-molekul elemen fluida bekerja gaya-gaya *inersia Coriolis I* (gambar 3):

$$\vec{F}_C = -\left(2\vec{\omega} \cdot \vec{W}\right)m \quad (24)$$

Dan gaya sentrifugal pada garis aliran:

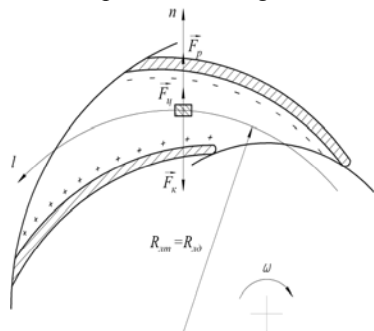
$$F_s = \left(\frac{W^2}{R} \right) \cdot m. \quad (25)$$

Total gaya-gaya inersia yang bekerja pada setiap bagian molekul aliran $\vec{F}_k - \vec{F}_u$ ($\vec{F}_k > \vec{F}_u$) pada kesetimbangan gaya dari kemungkinan perbedaan tekanan antara sisi bersebelahan sudu adalah:

$$F_p = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial u} \right) m \quad (26)$$

Gaya \vec{F}_p diarahkan kearah berlawanan dengan resultan gaya inersia ($\vec{F}_c - \vec{F}_s$). Demikian juga gaya ($\vec{F}_c - \vec{F}_s$) diarahkan dari sisi cekung ke sisi cembung, jadi gaya \vec{F}_p terbalik dari cembung ke cekung:

Pada waktu gradien tekanan dalam posisi setimbang di sisi cekung, disisi cembung tekanan bertambah, tetapi disisi cekung tekanan berkurang.



Gambar 3. Balance gaya-gaya yang bekerja pada elemen fluida di kanal impeler: + + + sisi tekanan (DS), - - - sisi vakum (VS)

2.3. Perhitungan sudu-sudu difusor

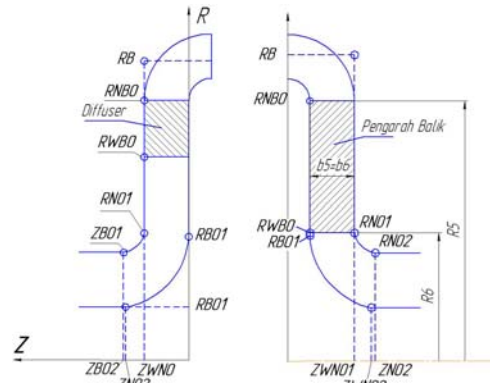
Diffuser mempunyai prinsip kerja turbin yang diam ($\omega=0$). Elemen-elemen sudu-sudu difusor terdiri dari parameter-parameter:

- Diameter inlet (D_3), lebar blade inlet (b_3), sudut aliran (α_{s3}), jumlah blade (Z_3), tebal sudu (δ_3); diameter outlet (D_4), lebar blade outlet (b_4), sudut aliran outlet (α_{s4}), tebal blade outlet (δ_4), dan sudut singgung (ϕ) dan sudut kemiringan profil (β_{s3}) dan (β_{s4});
- Geometri penampang meridian,
- Geometri dan tebal *blade cylindrical* difusor dan sudu pengarah ; $S, R, b, \delta, \alpha, \theta$.

Penampang meridian *blade diffuser* ditunjukkan pada gambar 4. Aliran di dalam difusor dihitung seperti impeller yang diam ($\omega_l = 0$). Geometri penampang meridian difusor diberikan seperti juga untuk impeller, dengan dua metode. Namun difusor mempunyai bentuk yang sederhana (gambar 1) maka digunakan metode pertama (diberikan *fix-points* pada nilai parameter-parameter diatas).

Rotasi aliran di depan sudu diberikan tanda positif dimulai dari rotasi aliran ke outlet impeller:

$$r'_3 C'_{u3} = - | r'_2 C'_{u2} | \quad (26)$$



Gambar 4. Penampang meridian untuk perhitungan : a) Diffuser b) Pengarah balik

Titik kesamaan kecepatan di tepi sudu outlet profil difusor diberikan pada titik-titik partisi GAUSS dengan nomor 1 dan 64 (semua profil dibagi dalam 64 titik).

2.4. Sudu penggerak balik

Seperti pada diffuser parameter-parameter sudu pengarah terdiri dari :

- $D_5, b_5, \alpha_{s5}, Z_5, \delta_5; D_6, b_6, \alpha_{s6}, \delta_6;$
- Geometri penampang meridian,
- Geometri dan tebal *blade cylindrical* difusor dan sudu pengarah ; $S, R, b, \delta, \alpha, \theta$

Perhitungan aliran dalam grid sudu pengarah dipandang seperti turbin yang diam ($\omega_l = 0$). Untuk pada langkah pertama file input ditulis LA1 = 0.

Geometri penampang meridian difusor harus diketahui demikian juga impeller yang dibuat dalam dua metode. Namun mengingat konstruksi yang sederhana dari sudu pengarah, maka digunakan metode pertama.

Rotasi aliran melalui sudu-sudu diberi tanda negative pada sisi keluar dari difusor.

$$r'_5 C'_{u5} = - | r'_4 C'_{u4} | \quad (27)$$

2.5. Tinjauan Sudut Perlambatan Aliran Dalam Elemen-Elemen Berputar dan Diam

Dalam hubungan dengan tingkat terakhir sudu impeller, sudu difusor dan pengarah, aliran diarahkan menurut geometri mereka ke outlet. Pada menggunakan kompleks program *ckti* desain otomatis dan pada perhitungan hidrodinamika system sudu-sudu (CAD BS) hidroturbin dan pompa untuk kasus fluida ideal, dapat dihitung sirkulasi sepanjang profil sudu dan menentukan sudut perlambatan aliran. Namun pada tahap pemilihan parameter-parameter input sudu-sudu impeller, difusor dan pengarah balik sudut perlambatan belum dihitung, karena itu digunakan angka pendekatan. Rumus-rumus semiempiris untuk perhitungan sudut perlambatan aliran dari sudut sudu adalah sebagai berikut.

Sudut deviasi aliran di impeller dikoreksi pada ujung sudu p:

$$\frac{1}{1+p} = \frac{H_T}{H_{T0}} = \frac{V_{u2}}{V_{u2s}} \quad (28)$$

Korektor p tergantung dari koefisien kecepatan spesifik pompa dan parameter-parameter geometris impeller dan ditentukan berdasarkan hubungan sebagai berikut:

1. Formula Pvelyderera:

$$\text{Untuk } 80 < n_s < 100 ; p = \frac{\psi}{z} \frac{R_2^2}{S} ; \quad (29)$$

$$\psi = (0.55 \dots 0.65) + 0.65 \sin \beta_2 \quad (30)$$

2. Formula Proskuri

$$\text{Untuk } 100 < n_s < 200 ; p = \frac{\psi}{z} \frac{R_2^2}{S} ; \quad (31)$$

$$\psi = \frac{\pi}{2} \left(\sin \beta_2 + \frac{R_1^2}{R_2^2} \sin \beta_1 \right) \quad (32)$$

3. Formula Zibrekhta

$$\text{Untuk } 200 < n_s ; p = \frac{\psi}{z} \frac{R_2^2}{S} ; \quad (33)$$

$$\psi = \left[1,7 + 13,3 \left(\frac{V_{t2}}{U_2 t g \beta_2} \right)^2 \right] \sin \beta_2 \quad (34)$$

Disini $S = \int_1^2 r dS_{rata-rata}$ - momen statis rata-rata

lini sudu pada penampang meridian. Perhitungan sudut aliran di outlet dari grid sudu difusor dianjurkan menggunakan Formula Rudnev S.S. :

$$\alpha_4 = \alpha_{n4} + 1/4 (\alpha_{n3} - \alpha_{n4}) = 3/4 \alpha_{n4} + \alpha_{n3} \quad (35)$$

Karena itu sudut perlambatan aliran dapat dihitung menurut rumus :

$$\delta \alpha_4 = \alpha_{n4} - \alpha_4 = 1/4 (\alpha_{n4} - \alpha_{n3}) \quad (36)$$

Den G. N. menganjurkan menggunakan rumus Khouella untuk luas grid dengan sudut-sudut sudu lebih dari 40° dan grid lingkaran:

$$\delta \alpha_4 = \frac{0,41 - 0,002 \alpha_{s4}}{\left(\sqrt{\frac{L}{t}} \right)_{3-4} - 0,002 (\alpha_{s4} - \alpha_{s3})} (\alpha_{s4} - \alpha_{s3}) \quad (37)$$

Kerapatan grid dihitung sebagai :

$$\left(\frac{L}{t} \right)_{3-4} = \frac{z}{\pi} \frac{D_4 - D_3}{D_4 + D_3} \frac{1}{\sin \frac{\alpha_{s4} + \alpha_{s3}}{2}} \quad (38)$$

Ris V.F. menganjurkan menggunakan rumus Khouella yang disederhanakan:

$$\delta \alpha_4 = 0.346 (\alpha_{s4} - \alpha_{s3}) / \left(\sqrt{\frac{L}{t}} \right)_{3-4} \quad (39)$$

Kerapatan grid dihitung sebagai:

$$\frac{L}{t} = \frac{z_4}{2\pi \sin \frac{\alpha_{s3} + \alpha_{s4}}{2}} \ln \frac{D_4}{D_3} \quad (40)$$

2.6. Prediksi Karakteristik Pompa Sentrifugal

Menurut resultat perhitungan hidrodinamika pada interval $\bar{Q} = 0.2 \dots 1.2$, kehilangan-kehilangan hidrolis dihitung dalam impeller, difusor, pengarah

balik dan total kehilangan hidrolis dalam impeller, difusor, pengarah balik, menurut rumus berikut :

$$\begin{aligned} h_g^{im} &= h_{wh}^{im} + 2h_{pr}^{im} \\ h_g^{dif} &= h_{wh}^{dif} + 2h_{pr}^{dif} \\ h_g^{gb} &= h_{wh}^{gb} + 2h_{pr}^{gb} \\ \Sigma h_g &= h_g^{im} + h_g^{dif} + h_g^{gb} \quad (41) \end{aligned}$$

Kehilangan-kehilangan pada disk-disk pembatas dalam kanal-kanal pada perhitungan dengan kompleks program tidak dihitung dan pendekatannya dimisalkan sama dengan kehilangan pada profil. Kehilangan-kehilangan di profil dalam kompleks program dihitung dengan penggunaan teori lapisan batas.

Sesudah penentuan perbandingan kehilangan hidrolis dalam impeller, diffuser dan pengarah balik dapat dihitung efisiensi hidrolis tingkat.

$$\eta_r = 1 - \sum h_r \quad (42)$$

Efisiensi volumetrik dan mekanis dihitung dengan pendekatan menurut formula empiris A.A. Lomakin:

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68 / n_s^{2/3}} ; \eta_{im1} = \frac{1}{1 + 0.820 / n_s^2} ;$$

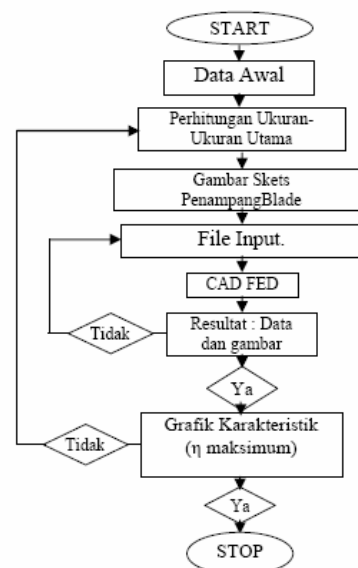
$$\eta_{im2} = 1 - \frac{1 - \eta_{im1}}{2} ; \eta_M = \eta_{im2} - \Delta \eta_{p,b}$$

$$\Delta \eta_{p,b} = 0,01 ; \quad \eta = \eta_g \cdot \eta_v \cdot \eta_M$$

Pada perhitungan factor kehilangan internal dalam metode Lomakin A.A. koefisien kehilangan di gesekan dihitung 2 kali lebih. Koefisien kehilangan di bantalan dan paking/gasket $\Delta \eta_{p,b} = 1\%$ untuk pompa daya besar untuk pompa daya rendah $\Delta \eta_{p,b} = 3 - 4 \%$.

3. Metode Penelitian

Adapun tahapan penulisan ini adalah:



Gambar 4. Diagram alir penulisan

Dalam tulisan ini data pompa yang direncanakan adalah sebagai berikut:

Tabel 1. Data Pompa

Putaran	n, rpm	2950
Temperatur air	$t, ^\circ C$	20
Efisiensi teoritis	$\eta, \%$	89
Faktor keamanan kavitasi yang diijinkan	H_d, M	0
Debit	$Q, m^3/s$	0,3539
Head total (untuk 1 tingkat)	H, M	60
Diameter impeler	D_2, M	0,240
Jumlah blade impeller	Z	7
Putaran spesifik	n_s	117,134

Perhitungan dilakukan untuk tiga komponen utama yaitu impeller, difusor, sudu pengarah. Output dari impeller merupakan input ke difusor, dan selanjutnya dari diffuser ke pengarah balik.

Perhitungan parameter-parameter untuk input data dalam file dengan input data sebagai berikut: (ditampilkan hanya file input untuk impeller)

$$K_L = \frac{1}{D_2} = \frac{1}{0,240} = 4,1667 ;$$

$$D_g = D_0 \cdot K_L = 0,414 \cdot 4,1667 = 0.6427 M ;$$

File input dibuat dari data gambar blade sebagai berikut: (Tiap titik penampang meridian dan tepi sudu diberikan dalam koordinat r,z)

```

LA7 = 0 - kecepatan seragam (interpolasi aliran tidak dihitung);
LA8 = 0 - Elemen impeller dan tepi sudu diberikan dalam koordinat titik-titik;
I1, I2 = 0 - titik -titik oputut aliran dipilih secara otomatis
(1) 1 1 0 1 0 1 0 0 {LA1,LA2,LA3,LA4,LA5,LA6,LA7,LA8,LA9}
(2) 2 2 2 2 2 1 2 0 0 0 1 1 {KEY6,8,11,13,14,15,16, I1,I2, IK,IR1,IR2}
(3) 1 1 1 0 {KAL,KAZ,KA3,KA4}
(4) 05181707 {N,NR,NNJ,IL}
(5) 0.3539 101.852 0.890 {qd',nd',n}
(6) 1.0 1.0 1.0 1.0 1.0
(7) 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
(8) 1.0 {jumlah impeller}
(9) 0.64894 0.49990 0.47134 0.44299 0.42024 0.39547 0.3797
(9) 0.36142 0.35071 0.33943 0.33396 0.32893 0.32137 0.31981
(9) 0.31981 0.31981 0.31981 0.31981 {RRiperi-peri}
(10) 0.09315 0.09315 0.09315 0.09675 0.10076 0.10751 0.11380
(10) 0.12493 0.13507 0.15034 0.15991 0.17171 0.19484 0.21564
(10) 0.23225 0.25073 0.28488 0.31981 {ZZ1peri-peri}
(11) 0.64894 0.49990 0.47149 0.44293 0.39045 0.31298 0.27557
(11) 0.23738 0.21518 0.18878 0.17539 0.16441 0.16068 0.15773
(11) 0.15572 0.15354 0.15354 0.15354 {RR1boss}
(12) 0.00000 0.00000 0.00000 0.00171 0.00683 0.01549 0.03027
(12) 0.05403 0.07449 0.10934 0.13507 0.17093 0.18690 0.20648
(12) 0.22542 0.25150 0.28566 0.31981 {ZZ1boss}
(13) 0.49990 0.49990 0.49990 0.49990 0.49990
(14) 0.09315 0.06986 0.04657 0.02329 0.00000
(15) 0.33379 0.30118 0.27479 0.25601 0.23738
(16) 0.16006 0.13895 0.11380 0.08793 0.05403
(29) 0303 {KK-jumlah control garis aliran, NP-jumlah rata-rata garis aliran}
(30) 26.0 26.0 26.0
(31) 22.0 24.0 26.0
(32) 0.0 0.0 0.0
(33) 0.0 0.0 0.0
(34) 0.0 0.0 0.0
(35) 0.0 0.0 0.0
(36) 60.0 60.0 60.0
(37) 0.0 0.0 0.0
(38) 0.00854 0.01009 0.01025 0.01056 0.01087 0.01056 0.01040
(38) 0.01009 0.00981 0.00931 0.00854 0.00730 0.00621 0.00559
(38) 0.00497 0.00481 0.00466 {DELTAperi-peri}
(39) 0.00854 0.01009 0.01025 0.01056 0.01087 0.01056 0.01040
(39) 0.01009 0.00981 0.00931 0.00854 0.00730 0.00621 0.00559
(39) 0.00497 0.00481 0.00466 {DELTA boss}
(42) 11 {NKL - jumlah penampang untuk gambar teoritis sudu-sudu}
(43) 0.0000 6.0000 12.0000 18.0000 24.0000 30.0000 36.0000
(43) 42.0000 48.0000 54.0000 60.0000 {FI1}
    
```

Tahap yang sama dilakukan juga untuk difusor dan pengarah balik, dengan menganggap bahwa diifusor dan pengarah bekerja seperti turbin yang diam ($\omega=0$).

4. Hasil dan Pembahasan

Optimisasi parameter-parameter geometris profil, memperkecil kehilangan hidrolis, memperbesar efisiensi hidrolis.

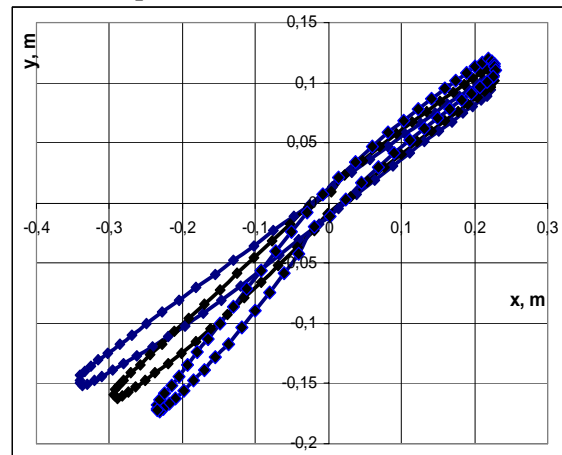
Resultat perhitungan aliran dan integral parameter-parameter dalam impeller dianalisa sebagai berikut :

1. Cukup mendekati atau tidak ke konstruksi yang simetris, kecepatan aksial seragam atau tidak. Tepat atau tidak pemilihan parameter sudut β_{s2} yang harus menghasilkan kehilangan-kehilangan *water hammer* h_{wh} mendekati nol.)
2. Aman kavitasi pada $\bar{Q} = 0.2 \dots 1,2$.
3. Karakter distribusi kecepatan pada rezim optimal pada CP dan SD, harus dapat dihindari resiko terbetuknya zona *flow separation* dan lain-lain.
4. Posisi optimal sisi masuk impeller dengan bentuk sudu-sudu *space form (three-dimensional)* dianjurkan untuk kondisi kerja yang rentan kavitasi.

4.1. Geometri profil

Resultat CAD FED menghasilkan geometrik profil sudu impeller, diffuser dan pengarah balik sebagai berikut:

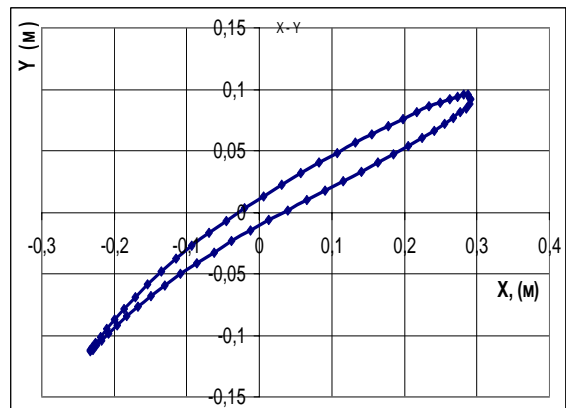
4.1.1. Impeler



Gambar 5. Sudu impeller dalam bidang konformal X,Y untuk 3 garis nomor 1, 3 dan 5.

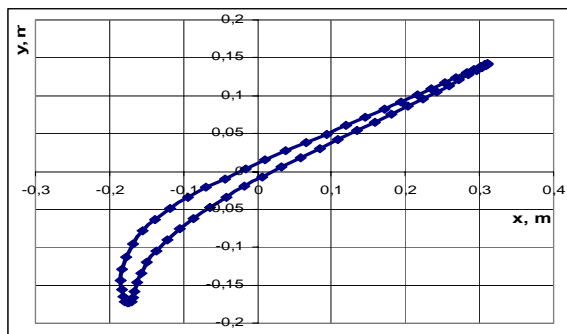
Gambar 5 menunjukkan bahwa bentuk blade yang sesuai untuk pompa ini adalah bentuk *three-dimensional (space form)*.

4.12. Difusor



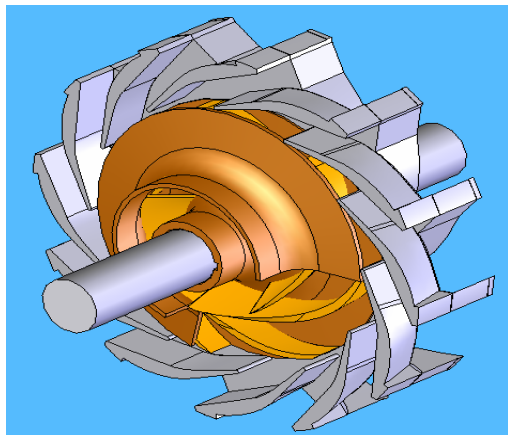
Gambar. 6. Sudu diffuser pada garis alir nomor 1, 3, 5 pada bidang konformal X,Y (berbentuk silindris)

4.1.3. Pengarah balik



Gambar 7. Sudu Pengarah dalam bidang konformal X, Y (berbentuk silindris)

Data hasil perhitungan untuk impeller, diffuser dan pengarah digambarkan dalam bentuk 3 dimensi sebagai berikut:

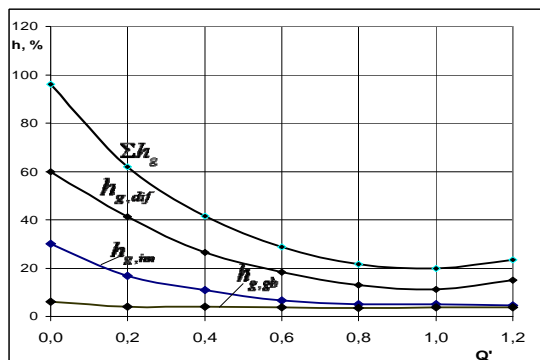


Gambar 8. Impeller, diffuser dan pengarah balik tingkat.

4.2. Karakteristik

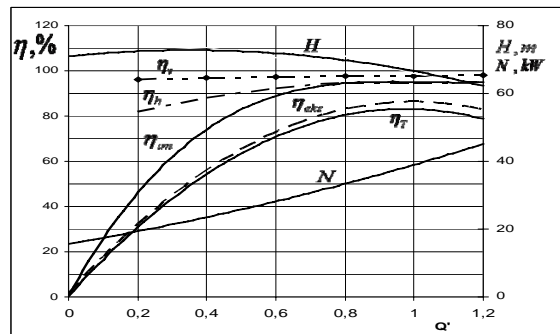
4.2.1. Kehilangan hidrolis

Resultat perhitungan untuk rezim ($\bar{Q} = 0,2, 0,4, 0,6; 0,8; 1,0; 1,2$ dan prediksi titik 0), menghasilkan karakterstik kehilangan hidrolis sepanjang impeller, diffuser dan pengarah seperti ditunjukkan pada gambar 9.



Gambar 9. Distribusi parameter-parameter $h_{imp}, h_{dif}, h_{pengarah}$ terhadap \bar{Q} .

$h_{imp}, h_{dif}, h_{pengarah}$ terhadap \bar{Q} .



Gambar. 10. Karakteristik pompa bertingkat dengan ($z=7$, tipe inlet pompa tipe *three-dimensional*, $Q_{op}=0,055 \text{ M}^3/\text{s}$; $H_R=60 \text{ m}$; $n=2950 \text{ rpm}$).

Dengan data kehilangan-kehilangan aliran, dibangun grafik hubungan $H-Q$ dan $\eta-Q$, untuk satu tingkat pompa yang ditunjukkan pada gambar 10.

5. Penutup

5.1. Kesimpulan

1. Pemilihan parameter-parameter sudu yang tepat pada proses awal desain, akan menghasilkan karakteristik yang lebih baik.
2. Profil sudu impeller mempunyai bentuk *three-dimensional*, sedangkan diffuser dan pengarah balik berbentuk silindris.
3. Dengan melalui beberapa kali iterasi dan optimasi bentuk profil diperoleh bahwa head total yang dapat dibangkitkan lebih besar dari perhitungan awal. Untuk Q optimum ($Q= 0,055 \text{ m}^3/\text{s}$ atau $\bar{Q} =1,0$), head total optimum yang dapat dibangkitkan adalah $H= 67,5\text{m}$ pada efesiensi $\eta_{max}=0.87$.

5.2. Saran

Perhitungan ini belum melibatkan pengaruh material. karena itu masih harus ditemukan dan ditambahkan dalam perhitungan pengaruh material impeller.

Daftar Pustaka

1. A.A. Zharkovckiy, A.V. Gracev, S.A. Shumilin, 2007. 53 s, *Matematicheskoye modeli rabochikh protsessov lopastnih gidromashin. Kompyuternie tekhnologii v nauke i*

- obrazovanii*. Metodicheskoye ukazaniye. Izd-vo CPbGPU.
2. Rudnev S.S, Mamveeb I.S, 1974. 72 s. *Metodicheskoye posoviye po kycovamu proektirovaniyu lopastnikh nasosov* – M; MVTU.
 3. Den G.N, 1980.232 s, *Proyektirovaniye protochnoy chasti Tsentrobezhnikh kompressorov*. L: Mashinostroyeniye.
 4. Ris V.F, 1981. 351 s, *Tsentrobezhniye Kompessorniye mashini L: Mashinostroyeniye*.
 5. Stepanov A.I, 1960. 463 s, *Tsentrobezhniye I oseviye nasosi*, M: Mashgiz.