공학석사 학위논문

실험계수를 이용한 원심펌프 설계기법의 개발

Development of Design Method of Centrifugal Pump
using Experimental Factor

지도교수 이 영 호

2001년 2월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

임효남

본 논문을 임효남의 공학석사 학위논문으로 인준함

주 심 : 공학박사 남청도 (인)

부 심 : 공학박사 김종수 (인)

부 심 : 공학박사 이영호 (인)

2000年 12月 21日

한국해양대학교 대학원

기계공학과

임효남

목 차

Development of Design Method of Centrifugal Pump using Experimental Factor

Hyo-Nam IM

Department of Mechanical Engineering, Graduate School,
Korea Maritime University

Abstract

This study is focused on the performance prediction and design of a centrifugal pump with optimum shape. Design and analysis of centrifugal pumps rely on experience of designer due to many fluid mechanical and geometrical variables. In this study, a design method was developed with experimental factors and analysed by comparison with 2nd-order vortex panel method. Impeller is the most important component affecting the performance of the centrifugal pump. The predicted total head for three cases, of which designs were determined by this method, agrees well with a particular commercial pump. This study shows that satisfactory performance of an optimal pump shape can be obtained through the automatic design routine.

Nomenclature

a_v : volute angle

b : width of impeller

b_3 : width of volute

c : absolute velocity

d : diameter of impeller

d_3 : diameter of base circle

E : Young's modulus

g : acceleration of gravity

H : total pump head [m]

H_{th} : theoretical pump head

H_∞ : Euler head

h : height of pump

K_m : capacity constant

K_u : speed constant

K_v : volute constant

n : rotational speed [rpm]

n_s : specific speed [m^3/min, rpm, m]

Q : flow rate [m^3/min]

s_u : thickness of blade

u : peripheral velocity of impeller

V : volume

v : meridian velocity of impeller

w : relative velocity

z : number of blade

greek letters

β : angle of blade

ε_{limit} : guide value of diameter ratio

η : total efficiency

η_h : hydraulic efficiency

η_m : mechanical efficiency

η_v : volumetric efficiency

θ : angle of impeller

κ : slip factor

λ : accelerating ratio

μ : coefficient of viscosity

ν : boss ratio

ρ : density

subscript

1 : inlet of impeller

2 : outlet of impeller

3 : base circle of volute

b : boss

d : delivery side of pump

i : inside of impeller

m : meridian component

o : outside of impeller

s : suction side of pump

u : peripheral component

제1장 서론

펌프는 인류 역사상 가장 오래된 기계류 중의 하나이다. 임펠러의 회전으로 유체에 원심력을 주어 유체를 양수 하는 원심펌프는 많은 유량과 매우 큰 동력을 다룰 수 있으며 세계 펌프시장의 절반 정도를 차지하고 있다. 펌프 설계 기술은 아직까지도 경험적이고 기본적인 방법을 따르고 있으며 그 변화 또한 오랜 기간에 걸쳐 서서히 이루어지고 있다. 펌프의 설계에 있어서 수많은 유체역학적, 기하학적 변수들로 인해 실제적인 설계와 성능해석은 실험식에 의존한다. 실제 설계에 임하는 설계자는 이러한 실험에 근거한 설계계수를 이용하여 설계에 임하지만 그 지표로서 주어지는 설계변수는 범위만 주어지므로 설계자는 과거 현장의 경험을 바탕으로 설계를 시작 할 수밖에 없다. 원심펌프의 설계와 해석에 대한 과거의 연구를 살펴보면 김(1)은 Bezier곡선을 이용하여 슈라우드를 설계하고 CAD프로그램을 이용하여 설계도면을 출력하도록 하였다. 최(2), 강(3)등은 2차정도 Vortex panel method를 이용하여 2차원 임펠러의 깃에 대한 수치해석을 행하였다. 본 연구에서는 설계의 기준으로 Stepanoff, Preiderer 등이 제시한 실험계수를 이용하였으며 임펠러의 해석방법으로는 2차정도 Vortex panel method를 이용하였다. 설계 소프트웨어에서는 임펠러의 설계방법으로 1원호법과 2원호법을 사용하였으며 벌루트의 설계방법으로 Archimedes나선을 사용하여 벌루트 스파이럴을 구성하는 방법을 사용하였다. 본 연구에서는 약 90 600범위의 비속도를 가지는 저/중 비속도의 원심형 또는 준 원심형의 펌프를 대상으로 하여 원심펌프를 자동설계하고 해석하는 소프트웨어를 개발하는데 목적을 두고 있다. 원심펌프는 임펠러의 회전력에 의존하므로 임펠러가 성능에 가장 큰 영

향을 미친다고 생각되며 본 연구에서는 임펠러에 한정하여 성능해석을 수행하였다. 설계 소프트웨어를 통해서 제작된 원심펌프는 해석프로그램을 사용하여 상용되고 있는 시제품과 양정 및 규격등을 비교하고 만족할 만한 성능을 가지는 원심펌프를 설계할 수 있는지를 검토하였다.

제2장 본론

2.1 기본이론 및 펌프의 규격결정

2.1.1 기본이론

유체입자의 지면과 상대적인 속도를 절대속도(absolute velocity)라 하고 임펠러와 상대적인 속도를 상대속도(relative velocity)라 한다. 임펠러 둘레 임의의 점과 지면과의 상대적인 속도를 원주속도(peripheral velocity)라 한다. 임펠러 속에서의 흐름상태가 2차원일 때 절대속도 c는 상대속도 w와 원주속도 u와의 벡터 합과 같다. 속도선도는 이러한 벡터관계를 나타내며 임펠러의 예비설계와 예비해석에 유용하다. 임펠러 속의 흐름이 어디에서나 깃과 같은 유선을 가지며 또 유체가 마찰이나 충돌 등으로 인하여 생기는 손실이 발생하지 않을 경우의 흐름을 깃수 무한인 흐름이라고 한다. 이 때 깃의 두께는 무한히 얇고 깃의 수는 무한히 많다고 가정한다. 실제의 임펠러에서는 깃의 수나 깃의 두께는 유한하고 유로 안에서는 손실이 발생한다. 마찰이나 유로의 변화로 인한 손실은 수력효율로서 고려하며 유한개의 깃수로 인하여 발생하는 손실에 대해서는 미끄럼계수(Slip factor, Vane efficiency)를 부여하여 고려한다. 원심 임펠러의 형상과 입구, 출구에서의 속도선도는 Fig. 2.1에 나타내었다. 펌프가 흡입구와 토출구에서 유체에 주는 수력학적 에너지 즉 전양정, 이론양정 그리고 무한개수의 깃을 갖는 펌프의 이론양정은 각각 식(2.1)로 표현된다. 깃 출구각 β_2에 대해 펌프에서 얻을 수 있는 실제의 이론양정 H_{th}와 무한 개수의 깃을 갖는 펌프의 이론양정 H_∞와의 비를 미끄럼계수라 하고 식(2.2)와 같이 나타낸다. 식(2.3)은 수력효율을 나타낸다(4).

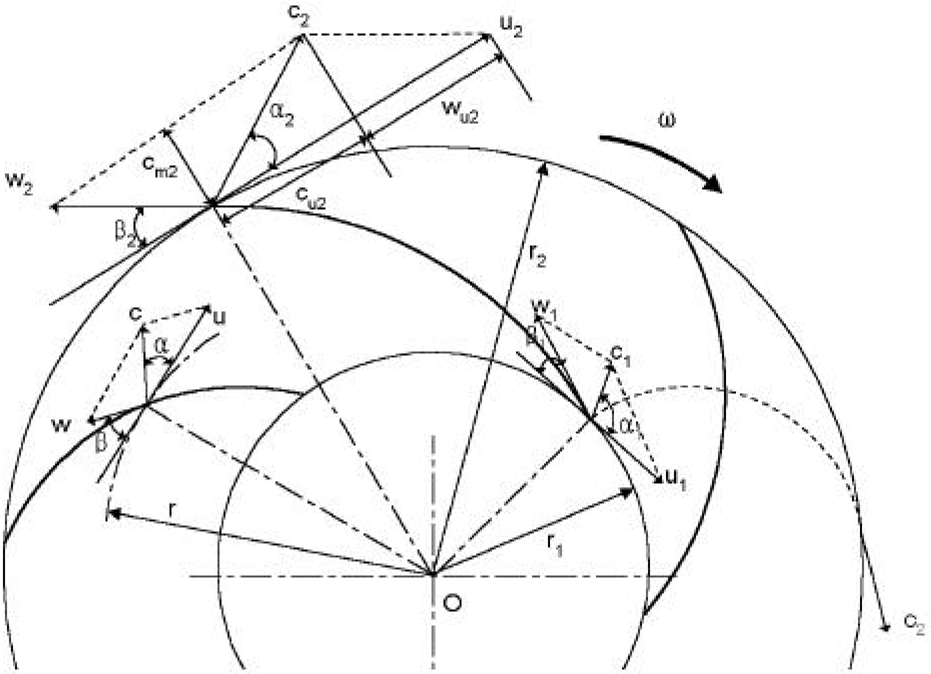


Fig. 2.1 Velocity triangle of centrifugal pump

$$H_{th} \equiv \frac{L}{\gamma V} = \frac{1}{g}(c_{u2}' \, u_2 - c_{u1}' \, u_1) \tag{2.1a}$$

$$H_{\infty} = \frac{1}{g} c_{u2} u_2 = \frac{1}{g} u_2 \left(u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \right) \tag{2.1b}$$

$$\kappa \equiv \frac{H_{th}}{H_{\infty}} \tag{2.2}$$

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}} \tag{2.3}$$

본 연구에서 원심형 임펠러를 설계하는데 있어서 다음의 두 가지의 가정을 전제로 하였다.

① 임펠러의 전후 및 그 내부의 유동상태가 완전히 축 대칭이다. 설계점 유량에 대해서는 임펠러 축을 z축으로 하는 원주좌표계(r, θ, z)로 속도분포를 표현한 경우 임펠러 내부 및 그 전후의 유속 c는 축 둘레의 좌표 θ에 관계없이 z와 r만의 함수 c=c(r, z)라고 생각한다.

② 이 같이 대칭인 흐름은 임펠러의 축을 포함한 평면, 즉 반경방향 평면내의 속도성분 c_m과 회전방향의 속도성분 c_u로 나누어 취급하는 것으로 한다. 반경방향 속도 c_m의 크기와 분포는 임펠러 유로의 반경방향 면으로의 회전투영, 즉 양 슈라우드의 투영이 만든 유로 형태의 공간형상과 경계조건으로서의 임펠러 입구에 대한 c_m의 값으로부터 완전히 결정할 수 있는 것으로 한다. 원주방향속도 c_u의 분포는 β(r, z)의 분포로부터 결정된다.

기하학적으로 완전히 상사인 두 개의 펌프에 대해서 펌프의 전양정은 식(2.4)로 표시된다. 식(2.4b)의 좌측과 우측에 포함되어 있는 H와 c_{m2}를 무차원화하면 식(2.5a)의 양정계수(Head coefficient)와 식(2.5b)의 유량계수(Capacity coefficient)를 구할 수 있다.

$$H = \eta_h \cdot \varkappa \cdot \frac{u_2 c_{u2}}{g} \tag{2.4a}$$

$$\left(\frac{gH}{u_2^{\,2}}\right) = \eta_h \cdot \varkappa \cdot \left\{ 1 - \frac{(c_{m2}/u_{2})}{\tan \beta_2} \right\} \tag{2.4b}$$

$$\psi \equiv \left(\frac{gH}{u_2^{\,2}}\right) \tag{2.5a}$$

$$\varphi \equiv \left(\frac{c_{m2}}{u_2}\right) \tag{2.5b}$$

유량계수 ϕ는 펌프의 운전상태를 대표하는 값이다. 따라서, 어떤 형상의 펌프에 대하여 성능 Q－H관계는 그 크기와는 관계없이 무차원 변수인 유량계수 ϕ와 양정계수 ψ와의 관계로서 표현된다. 펌프의 성능이 기하학적 형상과 임펠러 직경 및 회전수 n, 토출유량 Q, 양정 H, 중력가속도 g, 액체의 밀도 ρ, 점성계수 μ의 사이에 식(2.6)을 만족하는 함수관계에 있다고 하면 Buckingham의 정리에 의하여 식(2.7)과 같은 3개의 무차원수는 식(2.8)의 관계가 성립한다⁽⁵⁾.

$$f(n, Q, gH, D, \rho, \mu) = 0 \tag{2.6}$$

$$\pi_1 \equiv \frac{Q}{(gH)^{\frac{1}{2}} D^2}, \quad \pi_2 = \frac{nQ^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}}, \quad \pi_3 = \frac{Q}{\nu D} \tag{2.7}$$

$$F_1(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0 \tag{2.8}$$

무차원량이 상사인 운전상태는 역학적으로 상사인 운전상태로 정의 될 수 있다. 밀도와 점성계수에 대해 고려하면 식(2.9)의 무차원수는 식(2.10)의 관계를 만족한다.

$$\pi_1 \equiv \frac{Q}{(gH)^{1/2} D^2}, \quad \pi_2{}' \equiv \frac{nD}{(gH)^{1/2}} \tag{2.9}$$

$$F_2(\pi_1, \pi_2') = 0 \quad (2.10)$$

펌프의 운전상태에 대하여 이 펌프와 기하학적으로 상사인 모델펌프에 대하여 역학적으로 상사인 운전상태를 생각하면 역학적으로 상사인 운전상태를 실현하는데 필요한 모델펌프의 회전수 $n_s = n_M / \begin{smallmatrix} Q_M = 1 \\ H_M = 1 \end{smallmatrix}$ **과 직경** $D_u = D_M / \begin{smallmatrix} Q_M = 1 \\ H_M = 1 \end{smallmatrix}$ **으로 식**(2.11), **식**(2.12)**을 얻을 수 있다**.

$$n_s = \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.11)$$

$$D_u = \frac{DH^{1/4}}{Q^{1/2}} \quad (2.12)$$

여기서 식(2.11) **및 식**(2.12)**은 각각 비속도**(Specific speed), **비직경**(Specific diameter)**이라 부른다**. **이 값도 상사인 운전상태를 규정하는 값으로서 이용된다**.

2.1.2 비속도의 계산

원심펌프의 내경, 외경 및 벌루트 기초원등의 규격은 비속도를 기준값으로 하여 결정할 수 있다. 비속도의 결정과 각 요소의 규격 결정과정은 Fig. 2.2와 같다. 설계의 기준으로 주어진 회전수, 유량 및 양정으로부터 비속도를 계산하고 Stepanoff등의 실험계수를 이용하여 임펠러의 깃 입구경, 출구경, 입구폭, 축구폭등의 주요설계정수를 정한다(6).

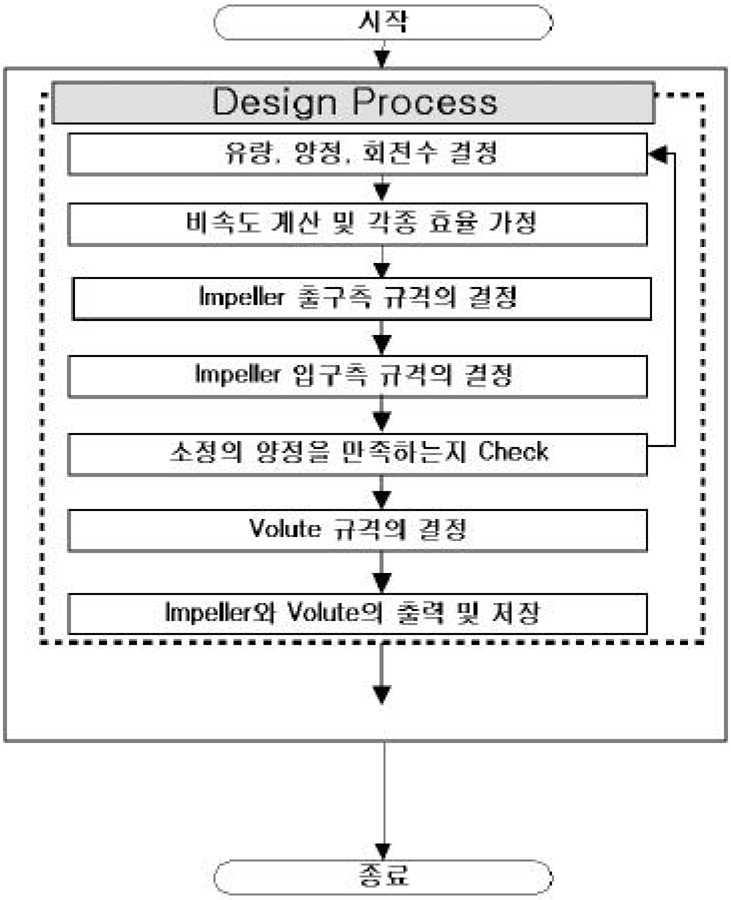


Fig. 2.2 Calculation procedure of design software

2.1.3 임펠러 출구측 규격의 결정

비속도를 계산한 후 원심형 임펠러의 출구측 규격을 먼저 결정한다. Fig. 2.3의 선도는 Stepanoff의 실험 무차원 계수를 나타내고 있다. 출구측 규격을 결정하기 위해서는 계산된 비속도에 해당하는 K_{u2o}, K_{u2m}을 읽어서 출구 원주속도 u_{2o}와 출구 중앙 원주속도 u_{2m}을 식(2.13)을 이용하여 결정한다. 이들의 값으로부터 임펠러의 출구 직경 d_{2o}와 출구 중앙 직경 d_{2m}은 식(2.14)로 결정한다. 식(2.15)는 출구에 대한 반경방향 속도이다. c_{m2}를 이용하여 출구폭 b_2를 식(2.16)과 같이 계산한다. 깃수 z에 대해서는 식(2.17)의 Stepanoff의 식과 Pfeiderer의 식을 이용한다. Fig. 2.4는 출구측의 규격을 결정하는 순서를 나타내는 flow chart이다.

$$u_{2o} = K_{u2o}\sqrt{2gH} \tag{2.13a}$$

$$u_{2m} = K_{u2m}\sqrt{2gH} \tag{2.13b}$$

$$d_{2o} = \frac{60u_{2o}}{\pi n} \tag{2.14a}$$

$$d_{2m} = \frac{60u_{2m}}{\pi n} \tag{2.14b}$$

$$c_{m2} = K_{m2}\sqrt{2gH} \tag{2.15}$$

$$b_2 = \frac{V}{(\pi d_{2m} - z s_{u2})c_{m2}} \tag{2.16}$$

$$z \fallingdotseq \frac{\beta_2(\text{度})}{3} \tag{2.17a}$$

$$z \fallingdotseq k\left\{\frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1}\right\}\sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

$$k \fallingdotseq 6.0 \quad 6.5 \tag{2.17b}$$

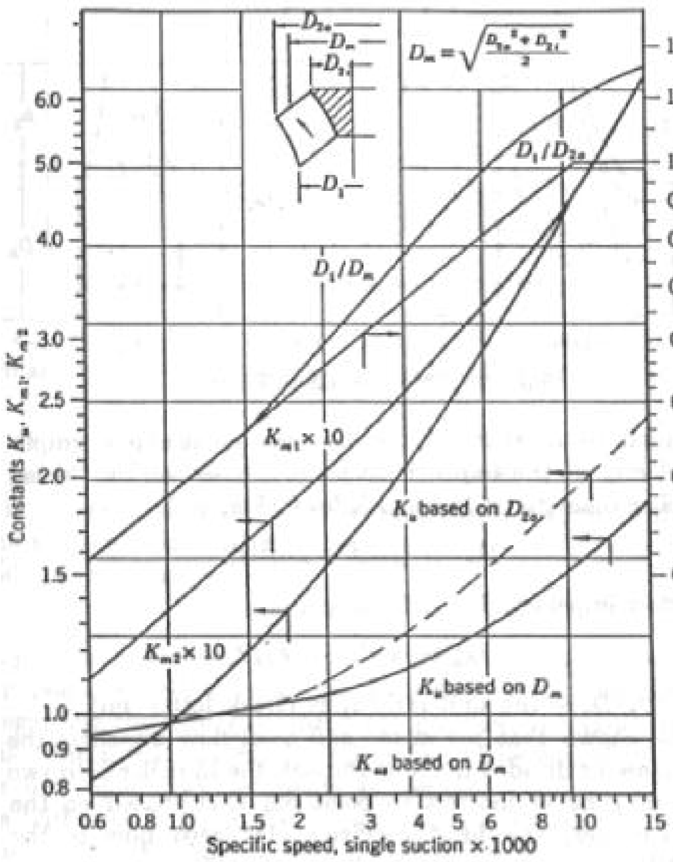


Fig. 2.3 Constant of impeller

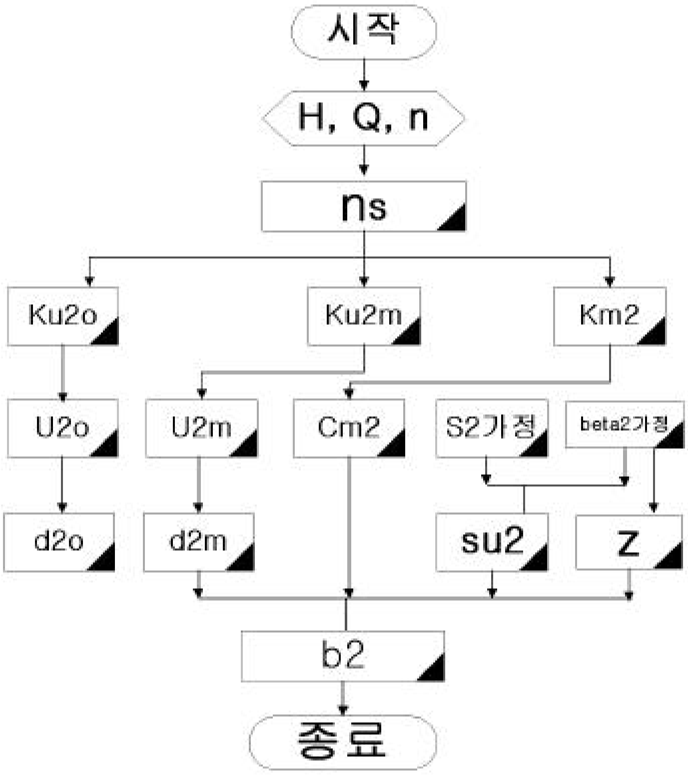


Fig. 2.4 Decision of outlet standard

2.1.4 임펠러 입구측 규격의 결정

깃 입구와 출구의 반경방향속도의 무차원 값은 식(2.18)과 같다. 이 값을 이용하여 입구직경을 결정하고 절대속도를 검증한다. 임펠러의 기하학적 형상을 결정하는 데에 가장 중요한 값으로서 임펠러의 내외경비(d_{1o}/d_{2o}), (d_{1o}/d_{2m})가 있다. Stepanoff의 선도에서 (d_{1o}/d_{2o})의 값을 읽어서 식(2.19)를 이용하여 입구직경을 구한다. 깃 입구에 대한 평균속도 c_{1m}은 식(2.20)을 사용하였다. 식(2.21)의 ν는 임펠러의 보스부의 직경 d_B와 입구측 외측직경 d_{1o}의 비로 보스비를 나타낸다. 식(2.22)의 관계로부터 입구폭을 계산한다. 입구측 규격을 결정하는 순서는 Fig. 2.5에 flow chart로 나타내었다.

$$K_{m1} = c_{m1}/\sqrt{2gH} \qquad (2.18a)$$

$$K_{m2} = c_{m2}/\sqrt{2gH} \qquad (2.18b)$$

$$d_{1o} = (d_{1o}/d_{2o})d_{2o} \qquad (2.19)$$

$$c_{m1} = \frac{V}{\pi d_{1m} b_1} \qquad (2.20)$$

$$\nu \equiv \frac{d_B}{d_{1o}} \qquad (2.21a)$$

$$\left(\frac{d_{1m}}{d_{1o}}\right)\left(\frac{b_1}{d_{1o}}\right) = \frac{1-\nu^2}{4} \qquad (2.21b)$$

$$b_1 = \frac{1-\nu^2}{4} d_1 \qquad (2.22)$$

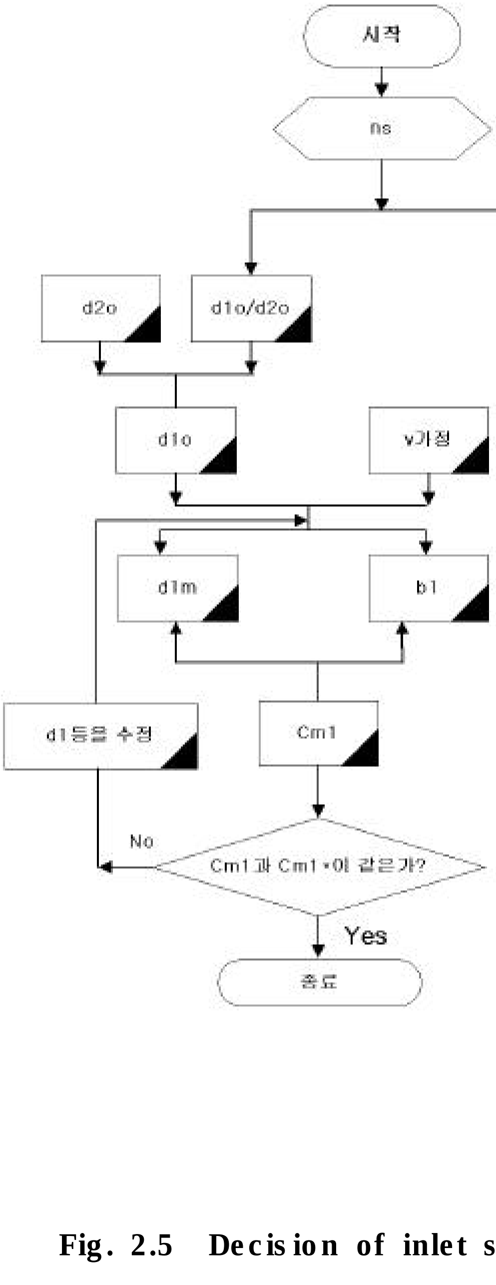


Fig. 2.5 Decision of inlet standard

2.1.5 양정의 검토

입구측과 출구측의 규격결정으로 임펠러 윤곽의 주요 규격이 정해졌지만 과연 소정의 양정을 실현 할 수 있을 만큼의 역학적 조건을 갖추고 있는지를 검토할 필요가 있다. 양정의 검토는 오일러의 식을 이용하였다. 출구 원주속도 $c_{u2\infty}$는 식(2.23)이고 오일러 양정 H_{∞}는 식(2.24)와 같다.

$$c_{u2\infty} = u_{2m} - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_{2m}} \qquad (2.23)$$

$$H_{\infty} = \frac{u_{2m} c_{u2\infty}}{g} \qquad (2.24)$$

미끄럼 계수는 Stodola의 식과 Wiesner의 실험식을 이용하였다. 먼저 Stodola의 식으로 미끄럼계수를 계산한다. $c_{u2\infty}$와 c_{u2}와의 차를 식(2.25)로 나타내고 여기에 깃수와 출구각을 대입하여 미끄럼 계수를 결정한다. Wiesner의 실험식은 식(2.26)으로 계산한다. 먼저 지표값을 계산하고 만약, $(d_1/d_2) < \varepsilon_{lim}$이면 식(2.26c)를 $(d_1/d_2) > \varepsilon_{lim}$이면 식(2.26d)를 취하여 계산한다. 미끄럼 계수는 식(2.26f)와 같다. 양정계수와 이론양정은 식(2.27)과 식(2.28)을 이용하였다. 식(2.29)를 이용하여 양정을 계산한다. η_h는 가정 값을 사용하고 보통, η_h=0.80 0.90의 값을 취한다. Stodola의 식을 이용해서 미끄럼계수를 계산한 후 Weisner의 식에 의해 검산하는 방법을 사용하였다. 양정검토의 과정을 Fig. 2.6에 flow chart로 나타내었다.

$$\triangle c_u = u_{2m} \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \qquad (2.25a)$$

$$\chi = \frac{H_{th}}{H_{\infty}} = \frac{c_{u2}}{c_{u2\infty}} = 1 - \frac{u_{2m}}{c_{u2\infty}} \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \tag{2.25b}$$

$$\triangle c_u = u_{2m}(1 - \sigma) \tag{2.26a}$$

$$\varepsilon_{\lim} = \frac{1}{\exp\left\{\frac{8.16 \sin \beta_2}{z}\right\}} \tag{2.26b}$$

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}} \tag{2.26c}$$

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}} \left\{ - \left(\frac{\frac{d_1}{d_2} - \varepsilon_{\lim}}{1 - \varepsilon_{\lim}} \right)^3 \right\} \tag{2.26d}$$

$$c_{u2} = c_{u2\infty} - u_{2m}(1 - \sigma) \tag{2.26e}$$

$$\chi = \frac{c_{u2}}{c_{u2\infty}} = 1 - \frac{u_{2m}}{c_{u2\infty}}(1 - \sigma) = 1 - \frac{1}{\phi_{\infty}}(1 - \sigma) \tag{2.26f}$$

$$\phi_{\infty} = H_{\infty} / (u_{2m}{}^2 / g) \tag{2.27}$$

$$H_{th} = \frac{c_{u2} u_{2m}}{g} = \frac{\{c_{u2\infty} - u_{2m}(1 - \sigma)\} u_{2m}}{g} \tag{2.28}$$

$$H = \eta_h H_{th} \tag{2.29}$$

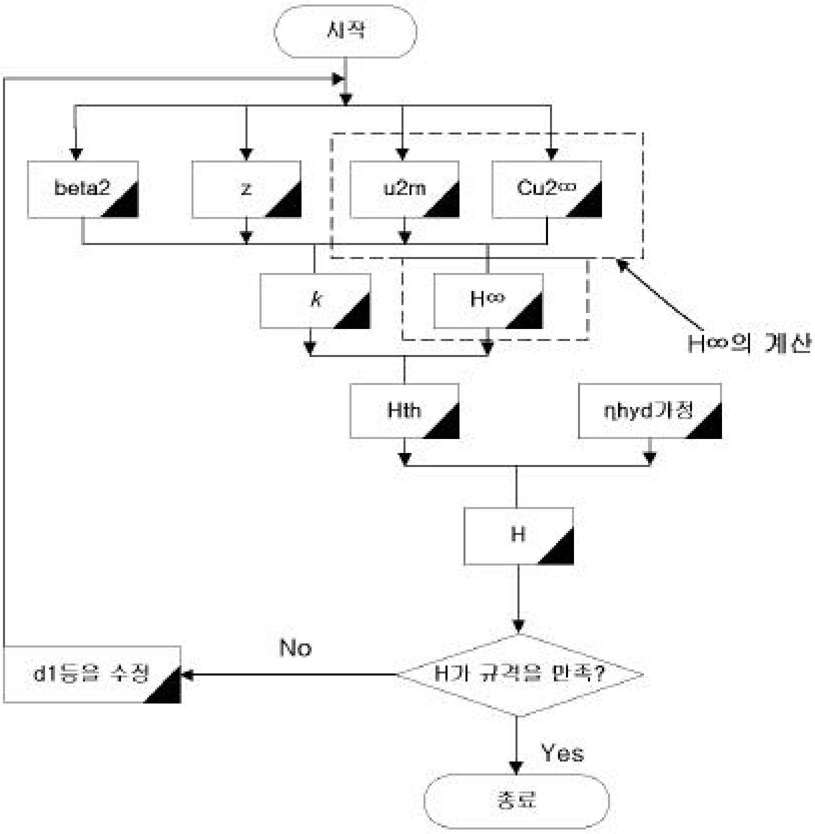


Fig. 2.6 Head check

2.1.6 벌루트 규격의 결정

주어진 비속도에 대하여 식(2.30) 식(2.32)를 이용하여 벌루트에 관한 설계정수를 결정하였다. 각 계수는 Fig. 2.7의 선도로부터 구하였다. 벌루트 단면적A(θ)는 기초원 d_3상의 점에서 측정하여 각도 θ의 위치에 있는 벌루트 단면의 면적이다. Fig. 2.8은 벌루트의 주요 규격을 표시한 그림이다. d_3는 벌루트 기초원 직경이고 Stepanoff의 선도를 이용하여 구하였다. 벌루트의 스파이럴 형상은 Archimedes형의 나선을 이용하였다.

$$K_v = c_v / \sqrt{2gH} \tag{2.30}$$

$$A(\theta) = \frac{\theta}{360}\left(\frac{Q}{c_v}\right) \tag{2.31}$$

$$\rho = \frac{d_3 - d_2}{d_2} \tag{2.32}$$

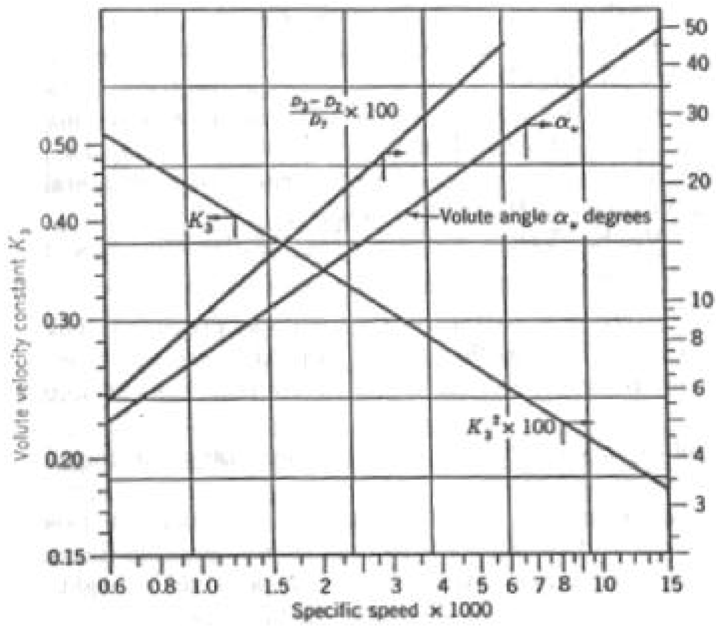
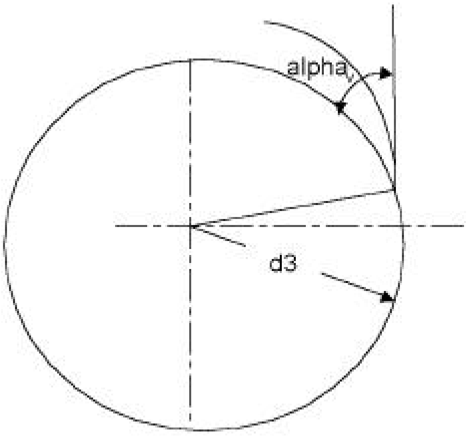
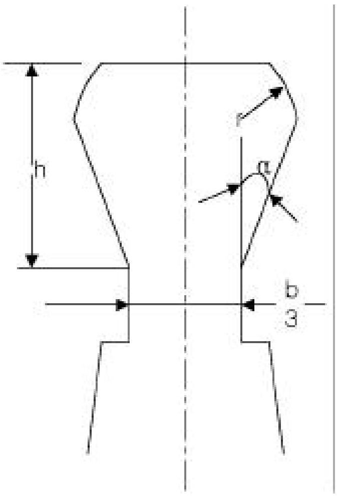


Fig. 2.7 Constant of volute



(a) Starting point of tongue



(b) Width of volute

Fig. 2.8 Standard of volute

2.2 펌프의 작도

2.2.1 1원호법에 의한 임펠러 작도

입구직경 d_1, 입구각 β_1, 출구직경 d_2, 출구각 β_2라는 조건을 만족하는 원호의 반경은 식(2.33)으로 결정한다.

$$R = \frac{d_2^{\,2} - d_1^{\,2}}{4(d_2 \cos\beta_2 - d_1 \cos\beta_1)} \qquad (2.33)$$

1원호법은 작도법이 간단하면서 좋은 특성을 나타내는 것이 보고되어 있다. 그러나 입구와 출구의 조건으로 깃 곡선이 결정되는 것이 결점이다. 또한 같은 입구 및 출구조건에 대해 깃의 길이는 고정된다.

1원호법에 의한 임펠러의 작도법을 Fig. 2.9에 나타내었으며 깃을 그리는 순서는 다음과 같다(9).

(1) 임의의 B점으로부터 출구각 β_2의 각도로 점 P를 잡는다.

(2) $\overline{OB}$에 대해 $\angle(\beta 1+\beta 2)$를 이루는 내경의 원주상에 점 C를 결정한다.

(3) $\overline{BC}$가 내경과 접하는 점 C를 제외한 점을 점 A로 결정한다.

(4) 점 P를 중심으로 식(2.36)의 반경으로 점 B에서 점 A까지 호를 그린다.

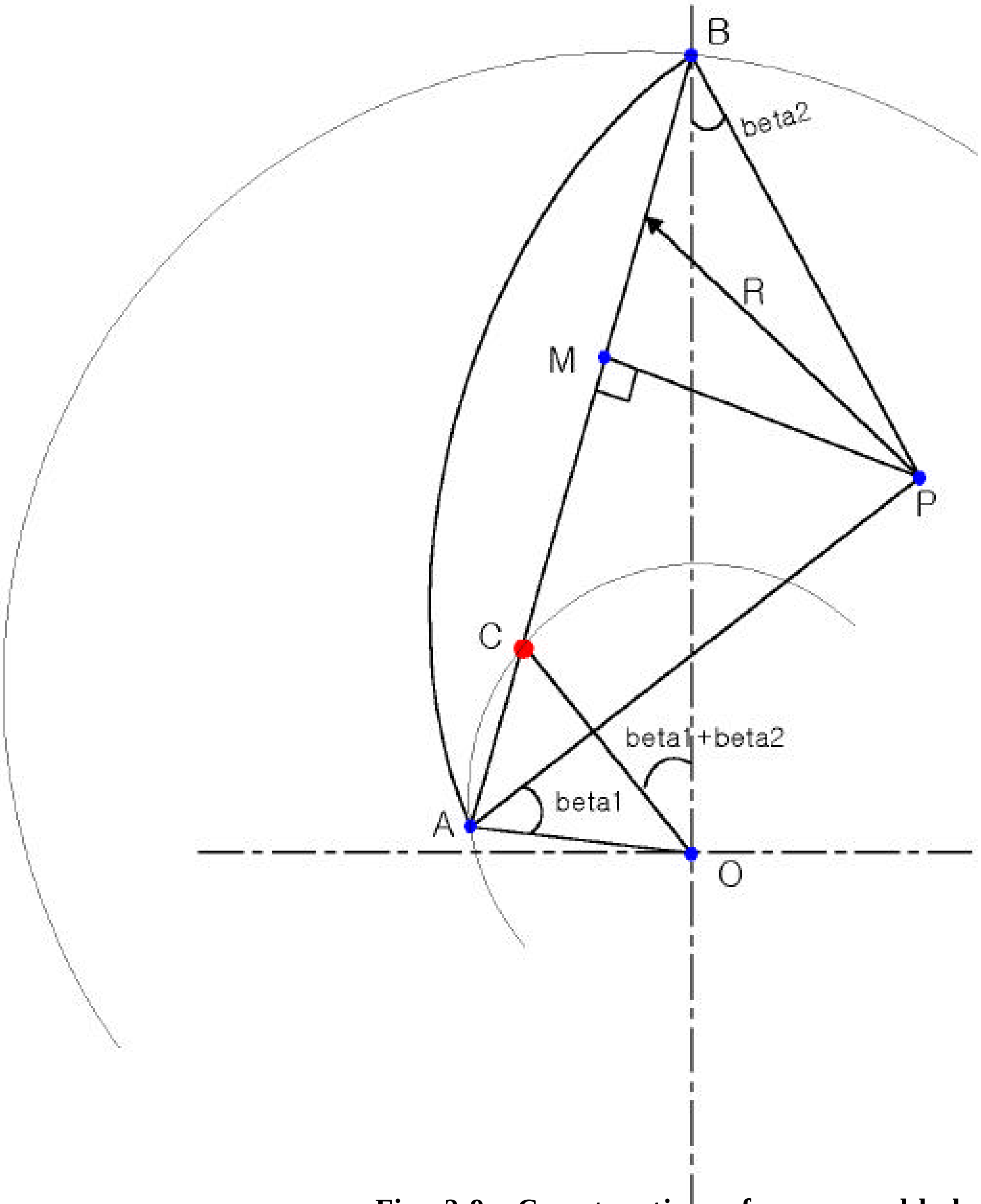


Fig. 2.9 Construction of one arc blade

2.2.2 2원호에 의한 임펠러의 작도

2원호법은 2개의 원호로서 구성되고 1원호법에 비해 깃의 길이를 조정할 수 있는 장점이 있다. 깃을 이루는 첫 번째 호와 두 번째 호는 각각 식(2.34)와 식(2.35)로서 이루어진다.

식(2.34)는 출구쪽 호를 결정하고 식(2.35)는 입구쪽의 호를 결정한다. Fig. 2.10에 나타낸 기하학적 관계로부터 식(2.36)의 관계를 이용하여 2원호법의 깃을 결정한다. 식(2.36)에서 R_1, r_1, β_1, ψ_1를 이용하여 r_F, β_F를 구한다. 보통의 펌프에서서는 2원호 깃의 방법이 같은 입구, 출구 조건에 대해서 1원호의 깃보다 우수한 성능을 나타낸다.

$$R_2 = \frac{1}{2}\frac{r_2^2 - r_2^2}{r_2\cos\beta_2 - r_1\cos\beta_F} \tag{2.34}$$

$$R_1 \geq \frac{d_1\sin\beta_1}{2} \tag{2.35}$$

$$\varphi_F = 360^\circ / z \, (= 2\pi / z) \tag{2.36a}$$

$$\phi = (\varphi_F + \beta_1) - \beta_F \tag{2.36b}$$

$$2R_1^2(1 - \cos\psi) = r_F^2 + r_1^2 - 2r_F r_1 \cos\varphi_F \tag{2.36c}$$

$$r_F^2 2R_1 r_F \cos\beta + R_1^2 = r_1^2 + R_1^2 - 2r_1 R_1 \cos\beta_1 \tag{2.36d}$$

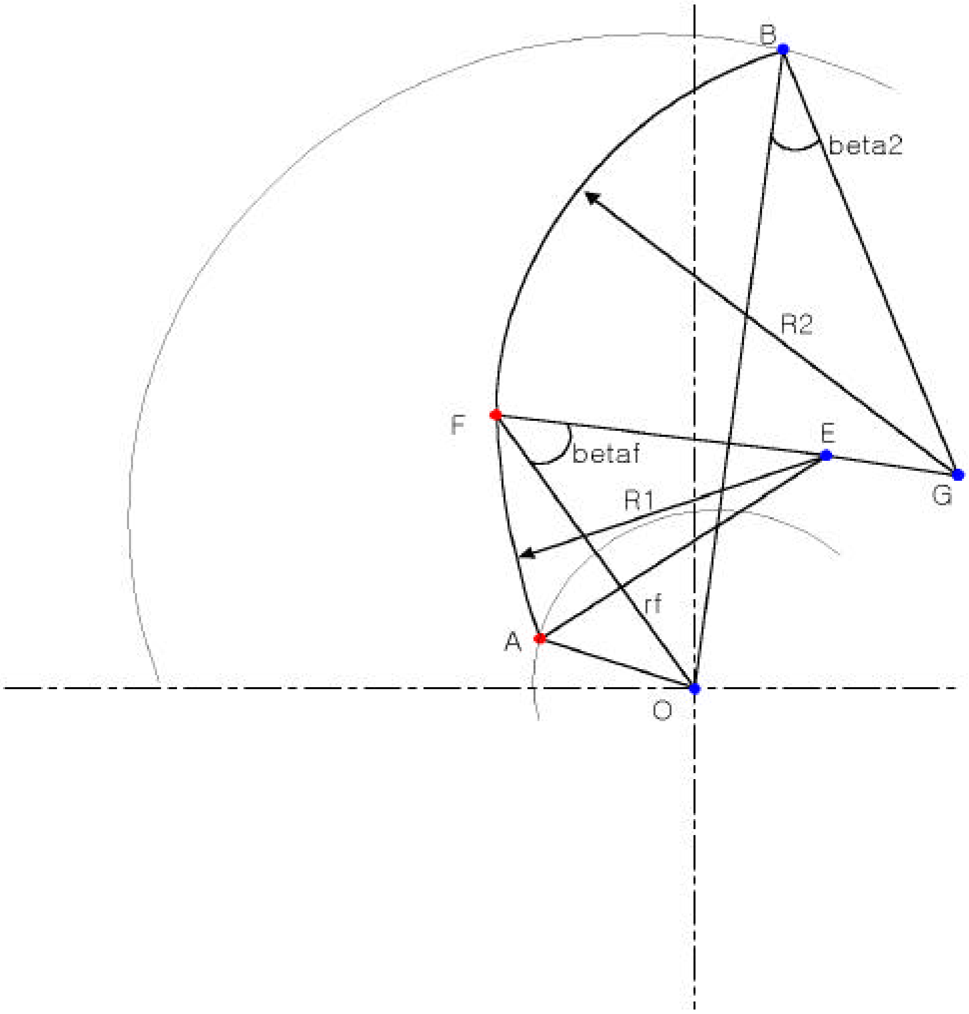


Fig. 2.10 Construction of two arc blade

2.2.3 슈라우드의 작도

슈라우드의 측면도를 작도하는 방법은 위에서 정하여진 임펠러의 입구 및 출구의 설계정수를 이용한다. Fig. 2.11에서와 같이 3개의 반경을 중심으로 호를 그리고 내경과 외경에 해당하는 선들을 연결하여 측면 윤곽을 그린다. 3개의 반경은 식(2.37)로 결정된다.

$$r1 = \frac{b1}{3} \tag{2.37a}$$

$$r2 = \sqrt{(sy2 - yo1)^2 + (xs2 - x1)^2} \tag{2.37b}$$

$$r3 = \sqrt{sx3^2 + (sy3 - db/2)^2} \tag{2.37c}$$

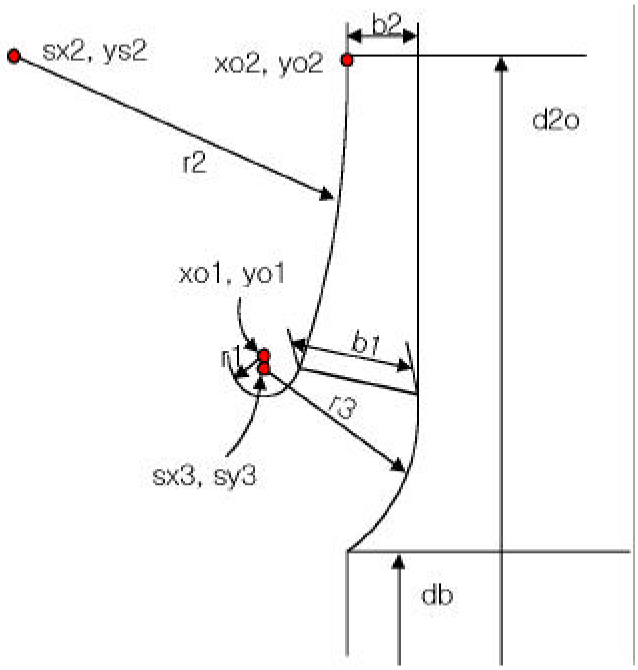


Fig. 2.11 Construction of shroud

2.2.4 벌루트 작도

벌루트폭은 $b_3 = (1.5 \quad 2.0) b_2$로서 비속도가 작은 소형에 대해서는 $b_3 = 2.0 b_2$를 중간정도의 비속도에 대해서는 $b_3 = 1.75 b_2$를 비속도가 450 이상인 경우 $b_3 = 1.6 b_2$정도를 취한다. 벌루트각 a는 $a \quad 14°$를 r/h는 약 0.2등의 적당한 값을 취한다(6)(8)(9). 스파이럴 형상은 Fig. 2.12와 같다. 임의의 각도에 대한 벌루트 단면적은 $A(\theta) = \frac{\theta}{360}\left(\frac{Q}{c_v}\right)$이므로 θ에 해당하는 각도별로 단면적을 계산하여 Archimedes형 스파이럴을 그린다.

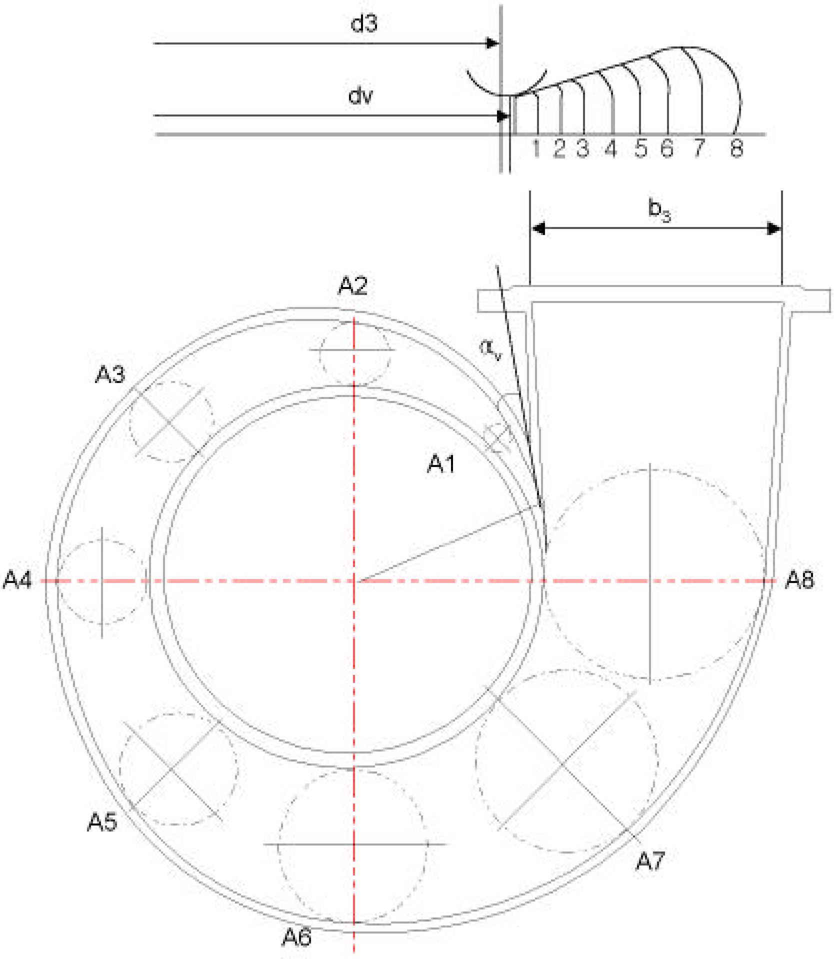


Fig. 2.12 Construction of volute

2.2.5 슈라우드의 응력계산

고속으로 회전하는 원심펌프는 원주속도가 상당히 큰 값이 되므로 강도를 고려하여야 한다. 슈라우드의 강도를 계산하는 방법으로는 원판표면이 회전축에 대하여 수직일 때 발생하는 굽힘모멘트를 고려하여 확장도나스(Donath)법을 이용하였다.

Fig. 2.13은 회전축에 대하여 대칭인 변형을 발생하는 두께 h인 원판의 미소요소에 작용하는 응력을 나타내고 있다. σ_r은 반경방향 응력을 나타내며 σ_θ는 원주방향 응력을 나타낸다. 원판표면에는 외력이 작용하고 있기 때문에 축방향 응력 σ_z은 0이라고 생각한다. 반경 r의 미소요소에 작용하는 힘은 식(2.38a)와 같이 나타낼 수 있다. 식(2.38b)는 굽힘 모멘트가 원판의 두께방향에 직선적으로 변화하고 응력의 중심축과 단면의 중심선 즉 도심이 일치한다고 가정하고 원판 아래표면의 응력과 원판 윗표면의 응력을 이용하여 얻어진 미분 방정식이다. 식(2.39)는 미분방정식의 해이며 식(2.40)은 식(2.39)의 적분상수를 정리한 것이다.

$$\frac{d}{dr}(r\sigma_r) - \sigma_\theta + \frac{\gamma}{g}\omega^2 r^2 = 0 \qquad (2.38a)$$

$$r\frac{d}{dr}(\sigma_\theta{}^b - \nu\sigma_r{}^b) - (1+\nu)(\sigma_r{}^b - \sigma_\theta{}^b) = 0 \qquad (2.38b)$$

$$\sigma_r = C_1 + \frac{C_2}{r^2} - \frac{3+\nu}{8}\frac{\gamma}{g}\omega^2 r^2 \qquad (2.39a)$$

$$\sigma_\theta = C_1 - \frac{C_2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{8}\frac{\gamma}{g}\omega^2 r^2 \qquad (2.39b)$$

$$\sigma_r{}^b = C_3 + \frac{C_4}{r^2} \qquad (2.39c)$$

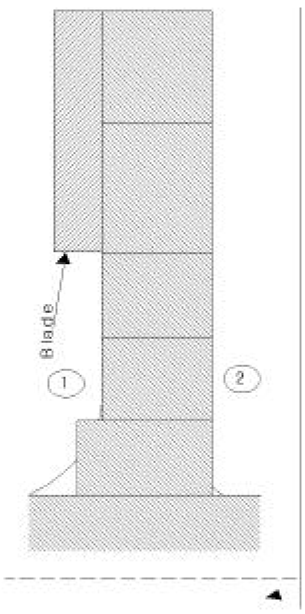
$$\sigma_\theta{}^b = C_3 - \frac{C_4}{r^2} \qquad (2.39d)$$

$$C_1 = \frac{\sigma_r + \sigma_\theta}{2} + \frac{1+\nu}{4g}\gamma\omega^2 r^2 \tag{2.40a}$$

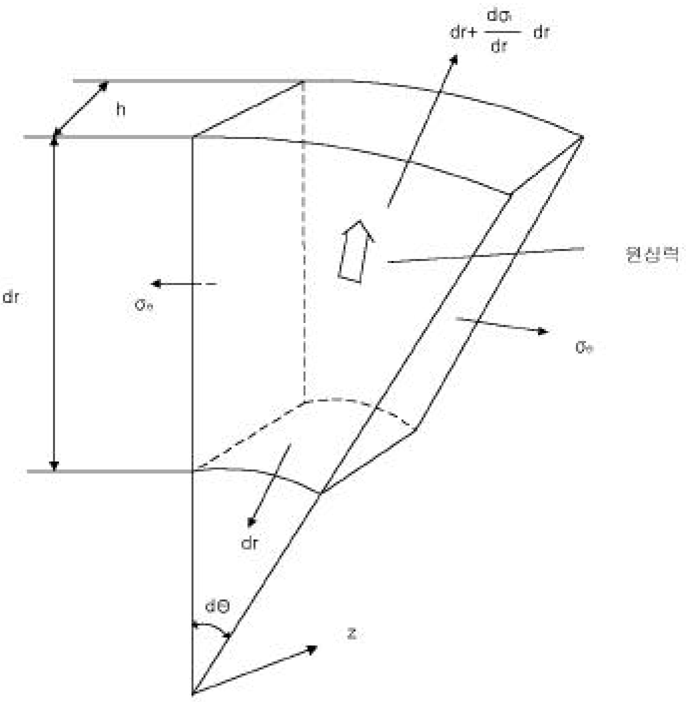
$$C_2 = \frac{r^2}{2}(\sigma_r - \sigma_\theta) + \frac{1-\nu}{8g}\gamma\omega^2 r^4 \tag{2.40b}$$

$$C_3 = \frac{\sigma_r{}^b + \sigma_\theta{}^b}{2} \tag{2.40c}$$

$$C_4 = \frac{r^2}{2}(\sigma_r{}^b - \sigma_\theta{}^b) \tag{2.40c}$$



(a) division of shroud



(b) centrifugal force and stress

Fig. 2.13 Schematic of shroud

Fig. 2.14는 n분할된 원판을 나타내고 있다. n분할된 원판의 외주에 모멘트 M과 힘 P가 작용하는 경우의 경계조건은 식(2.41)과 같다. 힘의 방향은 Fig. 2.14에 표시한 방향을 +로 한다.

$$\sigma_{r1} = -\frac{P}{2\pi r_1 h_1} \tag{2.41a}$$

$$\sigma_{r1}{}^{b} = \frac{6M_1}{2\pi r_1 h_1^2} \tag{2.41b}$$

$$\sigma_{rn} = \frac{P_{n+1}}{2\pi r_{n+1} h_n} \tag{2.41c}$$

$$\sigma_{rn}{}^{b} = \frac{6M_{n+1}}{2\pi r_{n+1} h_n^2} \tag{2.41d}$$

식(2.41)를 경계조건으로 하여 다음과 같은 순서로 슈라우드의 응력을 계산한다.

(1) Fig. 2.14에 나타낸 것과 같이 원판을 일정한 두께로 n분할한다.

(2) 분할원판1의 내주에서의 경계조건을 적용하고 $\sigma_{\theta 1}$, $\sigma^{b}_{\theta 1}$의 가정 값을 이용하여 C_1 C_4를 구한다.

(3) 분할원판1의 외주응력을 구한다.

(4) 분할원판2의 내주응력을 구한다.

(5) (3), (4)의 과정을 반복하여 분할원판n의 외주응력을 구한다.

(2)에서 $\sigma_{\theta 1}$, $\sigma^{b}_{\theta 1}$를 가정하여 사용하였다. 경계조건을 만족하는 $\sigma_{\theta 1}$, $\sigma^{b}_{\theta 1}$는 식(2.42)를 만족하는 마지막 분할원판 외주의 반경 응력을 각각 $\sigma_{r\mathrm{i}}$, $\sigma_{r\mathrm{ii}}$, $\sigma_{r\mathrm{iii}}$라고 하고 식(2.43)의 연립방정식을 풀어서 $\sigma_{\theta 1}$, $\sigma^{b}_{\theta 1}$를 구한다.

$$\sigma_{\theta 1} = 1, \sigma^{b}_{\theta 1} = 0, \quad M_1 = 0, \quad P_1 = 0, \quad \omega = 0 \tag{2.42a}$$

$$\sigma_{\theta 1} = 0, \quad \sigma^{b}_{\theta 1} = 1, \quad M_1 = 0, \quad P_1 = 0, \quad \omega = 0 \tag{2.42b}$$

$$\sigma_{\theta 1} = 0, \quad \sigma^{b}_{\theta 1} = 0, \quad M_1 = M_1, \quad P_1 = P_1, \quad \omega = \omega \tag{2.42c}$$

$$\sigma_{r1} \cdot \sigma_{\theta 1} + \sigma_{r\mathrm{II}} \cdot \sigma^{b}_{\theta 1} = \frac{P_{n+1}}{2\pi r_{n+1} h_n} - \sigma_{r\mathrm{III}} \tag{2.43a}$$

$$\sigma^{b}_{r1} \cdot \sigma_{\theta 1} + \sigma^{b}_{r\mathrm{II}} \cdot \sigma^{b}_{\theta 1} = -\frac{6P_{n+1}}{2\pi r_{n+1} h_n^2} - \sigma^{b}_{r\mathrm{III}} \tag{2.43b}$$

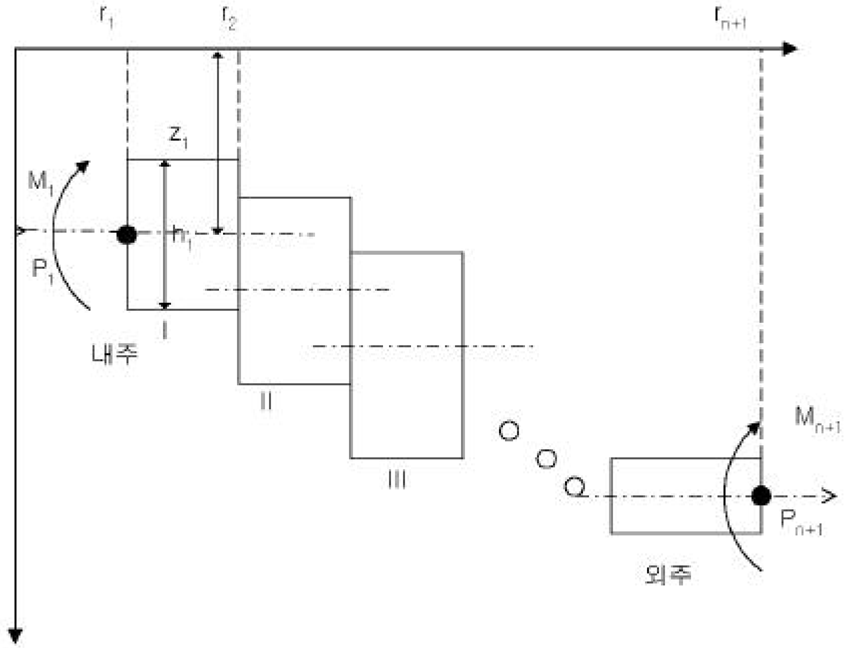


Fig. 2.14 n divided disk

2.3 수치해석

본 연구의 수치해석기법은 비압축성, 비점성유체를 대상으로 하는 계산방법으로서 미소패널상에 특이점을 분포시켜 경계조건을 만족하는 특이점세기값을 구하는 와류패널법(Vortex panel method)을 이용하였다. 2차원 임펠러 깃에 대한 유동해석을 위하여 Fig. 2.15에서 보인 바와 같이 깃 후연으로부터 시계방향으로 m개의 미소패널을 깃의 표면에 근사시킨다. 각 패널의 중심점을 제어점이라 하며, 이 점을 지나 서로 이웃하는 패널의 교차점을 경계점이라 한다. 임펠러의 입구흐름은 용출세기 Q_b를 갖는 용출점(Source)으로 모델링하고, 임펠러는 일정한 각속도 ω로 회전한다고 가정한다. 임펠러 깃의 수는 NB개로 한다. 임펠러 깃에 m개의 미소패널을 근사시키고, 각 미소패널의 경계점에서 2차 정도를 갖는 구속와류 강도(γ)를 분포시킨다. 이때, km번째 깃의 j번째 패널상에 분포된 와류세기 γ에 의해서 k번째 깃의 i번째 패널의 제어점 $(x_{ki},\ y_{ki})$에 유기되는 속도 포텐셜은 식(2.44)과 같이 표시된다.

$$\phi = \frac{Q_b}{2\pi}\ln\left(x^2_{ki} + y^2_{ki}\right)^{1/2} - \sum_{km=1}^{NB}\sum_{j=1}^{m}\frac{1}{2\pi}\int \gamma(s_{kmj})\tan^{-1}\left(\frac{y_{ki} - y_{kmj}}{x_{ki} - x_{kmj}}\right)ds_{kmj}$$

적분구간은 $(0,\ S_{kmj})$ (2.44)

또한 식(2.44)에서 와류세기 $\gamma(s_{kmj})$는 패널상에서 식(2.45)과 같이 분포한다.

$$\gamma(s_{kmj}) = \gamma_{kmj} + (\gamma_{km(j+1)} - \gamma_{kmj})\frac{s_{kmj}}{S_{kmj}} \qquad (2.45)$$

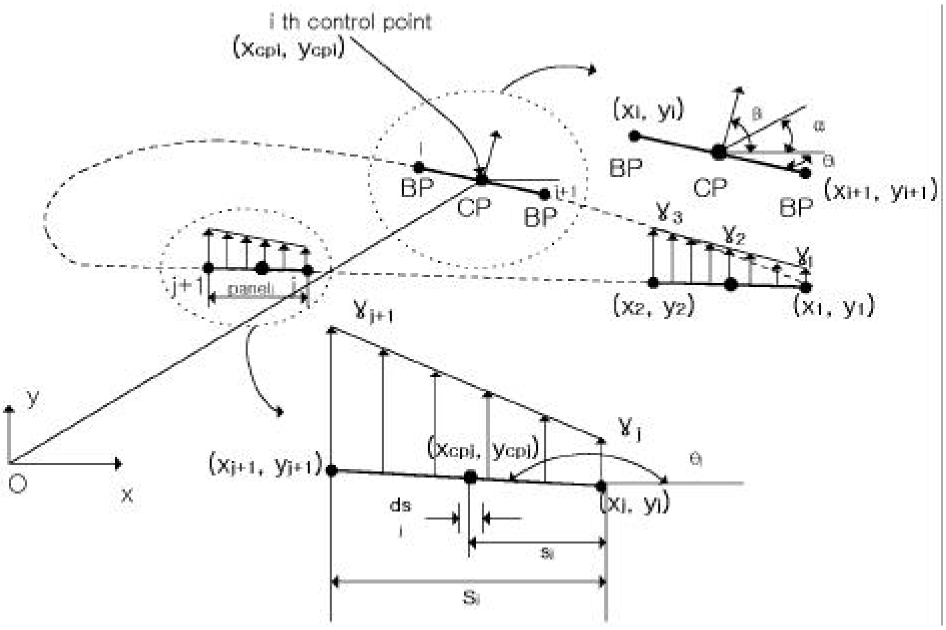


Fig. 2.15 Replacement of panel on a blade

2.3.1 경계조건

경계조건으로는 깃 표면에서의 법선방향 속도성분이 0이라는 것과 깃의 후연을 따라 흐름이 부드럽게 흘러가야 한다는 Kutta조건이 있다.

임펠러 깃에서의 속도벡터는 식(2.46)과 같이 표시된다.

$$\mathbf{C} = \nabla \phi = \mathbf{W} + \omega \times \mathbf{r} \qquad (2.46a)$$

$$\mathbf{W} = \nabla \phi - \omega \times \mathbf{r} \qquad (2.46b)$$

식(2.46)으로부터 상대법선속도에 대하여 법선방향성분을 구하면 식(2.47)과 같이 된다.

$$\mathbf{n} \cdot \mathbf{W} = \mathbf{n} \cdot \nabla \phi - \mathbf{n} \cdot \omega \times \mathbf{r} \qquad (2.47)$$

i번째 패널의 제어점에서 외향법선방향 속도 성분이 0이라는 경계조건을 취하면 식(2.48)과 같게 된다.

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial n_{ki}}\right) - \gamma_{ki} \omega \sin(\tau_{ki}) = 0 \qquad (2.48)$$

식(2.44)을 식(2.48)에 대입한 후, $r_2\omega$로 나누면 와류세기 (γ)는 무차원 와류세기 (γ')로 표시된다. 이를 행렬식으로 정리하면 식(2.49)와 같이 된다.

$$- \sum_{km=1}^{NB} \sum_{j=1}^{m} \int_0^{S_{kmj}} \{ CN1(k, i, km, j) \gamma'_{kmj}$$

- $CN2(k, i, km, j)\gamma'_{km(j+1)}\} = ARHS_{ki}$ 무차원 와류강도: $\gamma'_{kmj} = \gamma_{kmj}/2\pi r_2\omega$

$$\gamma_{km(j+1)} = \gamma_{km(j+1)}/2\pi r_2\omega \qquad (2.49)$$

[Kutta 조건]

깃의 후연을 따라 흐름이 부드럽게 흘러가기 위해 다음과 같은 Kutta 조건이 필요하다.

(1) 깃 주위의 순환은 후연에서 흐름이 유연하게 빠져나가도록 되어야 하고,

(2) 후연각이 유한하다면 후연은 정체점이 되며,

(3) 후연이 뾰족하다면 깃의 상·하면을 지나는 속도는 유한하고 그 크기와 방향이 같다.

본 연구에서는 깃의 후연각이 유한하므로 유동이 부드럽게 흘러가기 위해 후연은 정체점이 된다. 따라서, 후연의 와도세기에 대해 Kutta조건은 식(2.50)과 같다.

$$\gamma'_{km1} + \gamma'_{km(m+1)} = 0 \qquad (2.50)$$

식(2.49)를 미지의 m×NB개의 γ'값에 대하여 Kutta조건의 식(2.50)에 포함시켜 간단한 정방행렬식으로 나타내면 식(2.51)과 같다.

$$\sum_{j_1=0}^{NB\times(m+1)} AN(i_1, j_1)\gamma'(j_1) = ARHS(i_1) \qquad (2.51)$$

여기서 $i_1(k = 1\cdots NB,\ i = 1\cdots m+1)$
$j_1(km = 1\cdots NB,\ j = 1\cdots m+1)$

식(2.51)에서 $AN(i_1, j_1)$은 (k, i)번째 제어점의 법선속도 성분에 영향을

미치는 (km,j)**번째 패널에 분포된** γ'_{kmj}**의 법선속도 영향계수이다**. **가우스 소거법을 이용하여 식**(2.51)**을 계산하면 무차원 와도세기** γ'_{kmj}**가 구해진다**.

2.3.2 상대접선속도

식(2.46)에서 접선방향 성분을 취하면 식(2.54)와 같이 된다.

$$\mathbf{t}\cdot\mathbf{W} = \mathbf{t}\cdot\nabla\phi - \mathbf{t}\cdot\omega\times\mathbf{r} \tag{2.52}$$

$$\mathbf{t}\cdot\mathbf{W} = \left(\frac{\partial\phi}{\partial t_{ki}}\right) + \mathbf{r}_{ki}\omega\cos\tau_{ki} \tag{2.53}$$

식(2.52)을 식(2.53)으로 표시하고, 다시 식(2.53)에 식(2.49)를 대입하여 정리하면 식(2.54)가 된다.

$$VT(x_{ki}, y_{ki}) = \left(\frac{r_{ki}}{r_2}\right)\cos\tau_{ki} + \frac{Q_b}{2\pi r_{ki}}\left(\frac{1}{r_2\omega}\sin\tau_{ki}\right) + GAT(k, i, km, j)\gamma'_{kmj}$$

GAT :상대접선속도 영향계수식 (2.54)

식(2.54)으로부터 무차원 상대접선속도를 구할 수 있다. 또한 베르누이 식과 속도삼각형으로부터 임펠러의 k번째 깃의 i번째 패널에서의 무차원 압력계수를 구하면 식(2.55)와 같게 된다.

$$CP_{ki} = \frac{p_{ki} - p_T}{\rho(r_2\omega)^2} = \frac{1}{2}\left[\left(\frac{r_{ki}}{r_2}\right)^2 - (VT_{ki})^2\right] \tag{2.55}$$

2.3.3 양정계산

깃에 선형적으로 분포된 와류세기로부터 순환(circulation) Γ를 구할 수 있다.

$$\Gamma = \sum_{j=1}^{m} \frac{1}{2} (\gamma_{kmj} + \gamma_{kmj+1}) \cdot S_{kmj} \tag{2.56}$$

깃수 유한의 흐름에서 임펠러에 의해 유체에 준 이론 양정 H_{th}는 식 (2.57)과 같다.

$$H_{th} = \frac{Z\Gamma\omega}{2\pi g} \tag{2.57}$$

제3장 계산결과 및 고찰

실험 설계정수에 의해 설계된 펌프의 임펠러 형상을 검토하기 위하여 현재 시판되고 있는 소형 펌프와 비교하였다. Table 1은 계산에 사용한 각 case의 규격을 나타내고 있다. 각 모델을 수치해석하여 상대속도, 압력계수 등을 비교하여 보았다. case1은 실제 시판되는 펌프의 규격을 나타낸 것이다. case2는 본 연구에서 사용한 실험계수에 의한 설계법에 의해 유량 0.035m^3/min, 양정 4m, 회전수 2600rpm을 가지는 펌프를 자동설계 프로그램을 사용하여 설계하였다. case3은 case2와 같은 방법을 사용하고 case1과 같은 외경을 갖도록 조정하여 설계한 임펠러의 규격을 나타내고 있다. 각각의 case에 대해 36개의 제어점을 저장하여 수치해석을 수행 하였다.

Table 1 Calculation result

	case1	case2	case3	단위
유량	0.035	0.035	0.035	m^3/min
회전수	2600	2600	2600	rpm
임펠러 내경	29	26.8	26	mm
임펠러 외경	55	64.9	55	mm
임펠러 입구각	22	25.9	31.0	°
임펠러 출구각	42	22.5	22.5	°
임펠러 입구폭	6.3	5.4	5.1	mm
임펠러 출구폭	4.2	3.2	4.3	mm
블레이드 수	8	8	8	
양정	3.79	5.78	3.42	m

Fig. 3.1은 원심펌프설계프로그램의 Layout을 나타내고 있다. 프로그램

에서는 설계결과를 임펠러와 벌루트로 구분하여 입구경, 출구경, 입구폭, 출구폭, 입구각, 출구각등의 임펠러부분 설계결과와 벌루트폭, 벌루트각, 기초원 직경, 벌루트 스파이럴 곡선등의 벌루트부분 설계결과를 출력하고 저장하도록 하였다. Fig. 3.2 Fig. 3.4는 case2의 비속도의 계산과 임펠러의 규격을 결정하는 과정을 나타내고 있다. Fig. 3.5 Fig. 3.7은 본 연구에서 사용한 자동설계프로그램에서 출력한 case2의 속도삼각형, 임펠러 및 벌루트의 도면이다. 유량 0.035 m^3/min, 회전수 2600rpm, 양정 4m에 대하여 비속도 n_s는 171.9로 계산되었으며 임펠러 외경은 64.9mm로 계산되었다. Fig. 3.8(a)는 확장도나스 법에 의한 슈라우드 응력을 계산한 예이다. Fig. 3.8(b)는 반경 73.8mm의 임펠러에 대해 재질은 황동으로 가정하였고 슈라우드를 16개의 디스크로 분할하였으며 반경 19.6mm 73.8mm까지 깃이 달려 있는 것으로 하여 계산한 반경방향 응력의 분포를 나타내었다. 사각형으로 표시된 그래프는 전면의 반경방향 응력을 나타내고 원으로 표시된 그래프는 후면의 반경방향응력을 나타낸다. 깃이 달려있는 5번째 포인트까지 전면의 응력분포가 큰값을 가지고 전면과 후면의 응력의 차가 큰 것을 볼 수 있다.

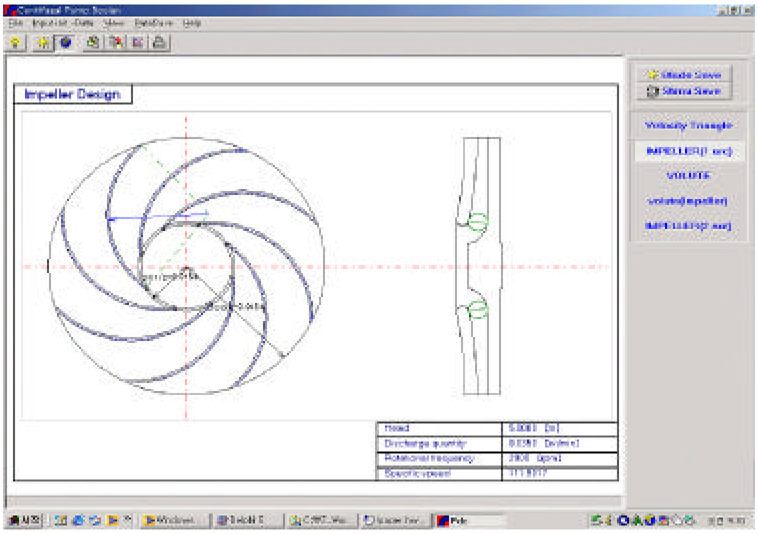


Fig. 3.1 Layout of centrifugal pump design program

▶비속도를 계산합니다.

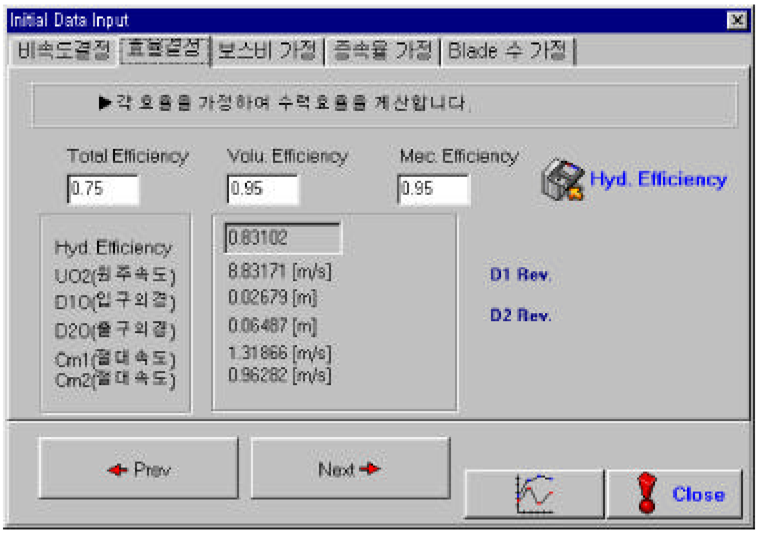
Flow Rate 0.035 ㎥/min

Total Head 4 m

Rotational Frequency 2600 rpm

Specific Speed 171.97383

Fig. 3.2 Calculation of specific speed



▶각 효율을 가정하여 수력효율을 계산합니다.

Total Efficiency 0.75

Volu. Efficiency 0.95

Mec. Efficiency 0.95

Hyd. Efficiency 0.83102

UO2(원주속도) 8.83171 [m/s]

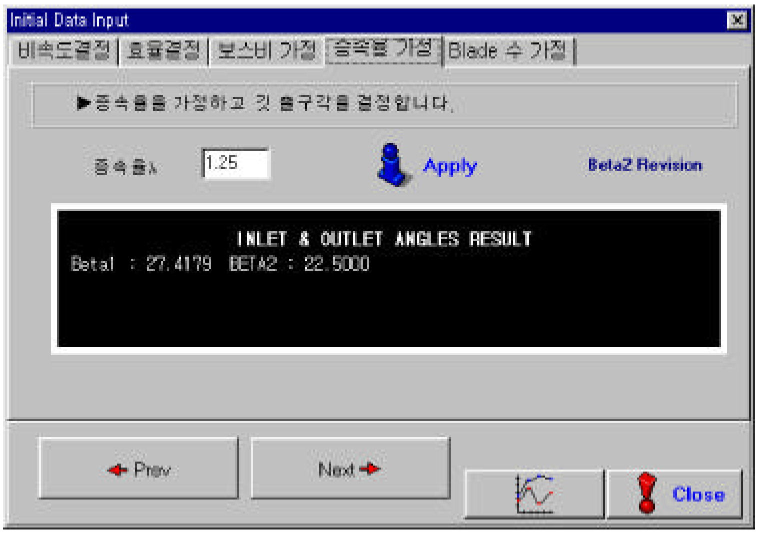
D1O(입구외경) 0.02679 [m]

D2O(출구외경) 0.06487 [m]

Cm1(절대속도) 1.31866 [m/s]

Cm2(절대속도) 0.96282 [m/s]

Fig. 3.3 Calculation of inlet/outlet standard



▶증속율을 가정하고 깃 출구각을 결정합니다.

증속율λ 1.25

```
INLET & OUTLET ANGLES RESULT
Beta1 : 27.4179  BETA2 : 22.5000
```

Fig. 3.4 Calculation of inlet/outlet width

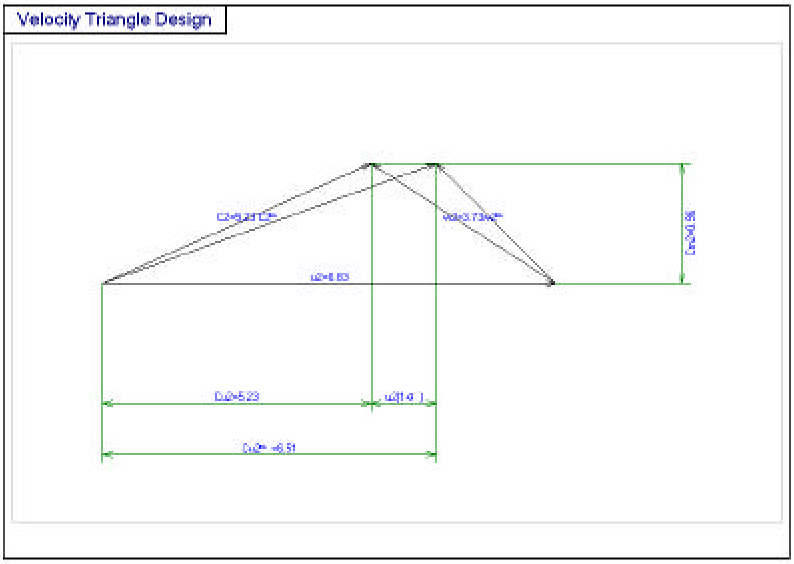
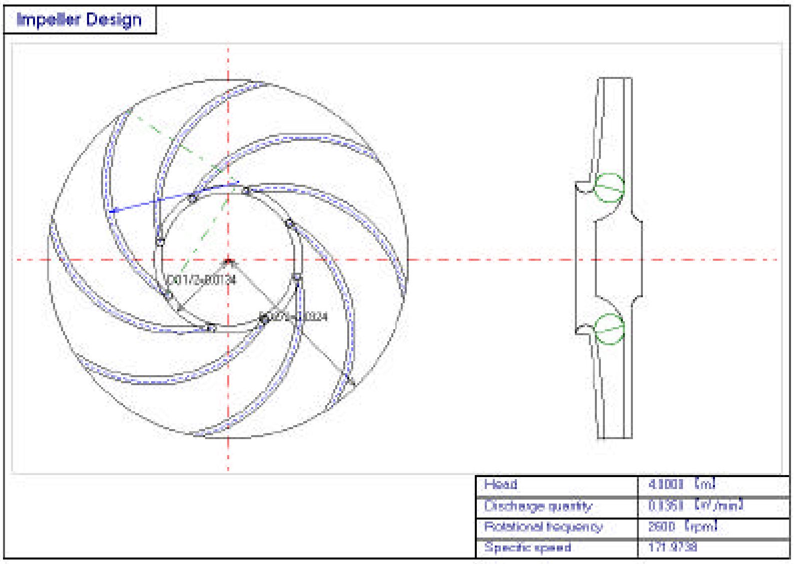
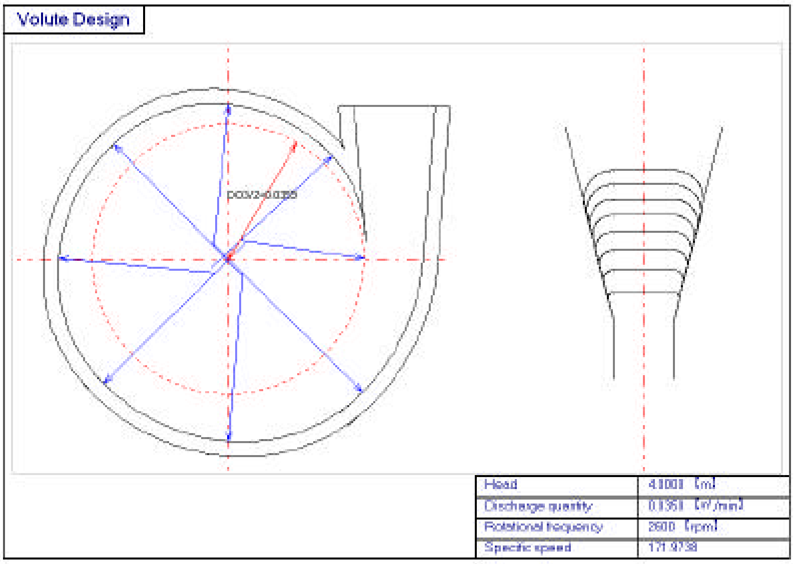


Fig. 3.5 Velocity triangle of outlet



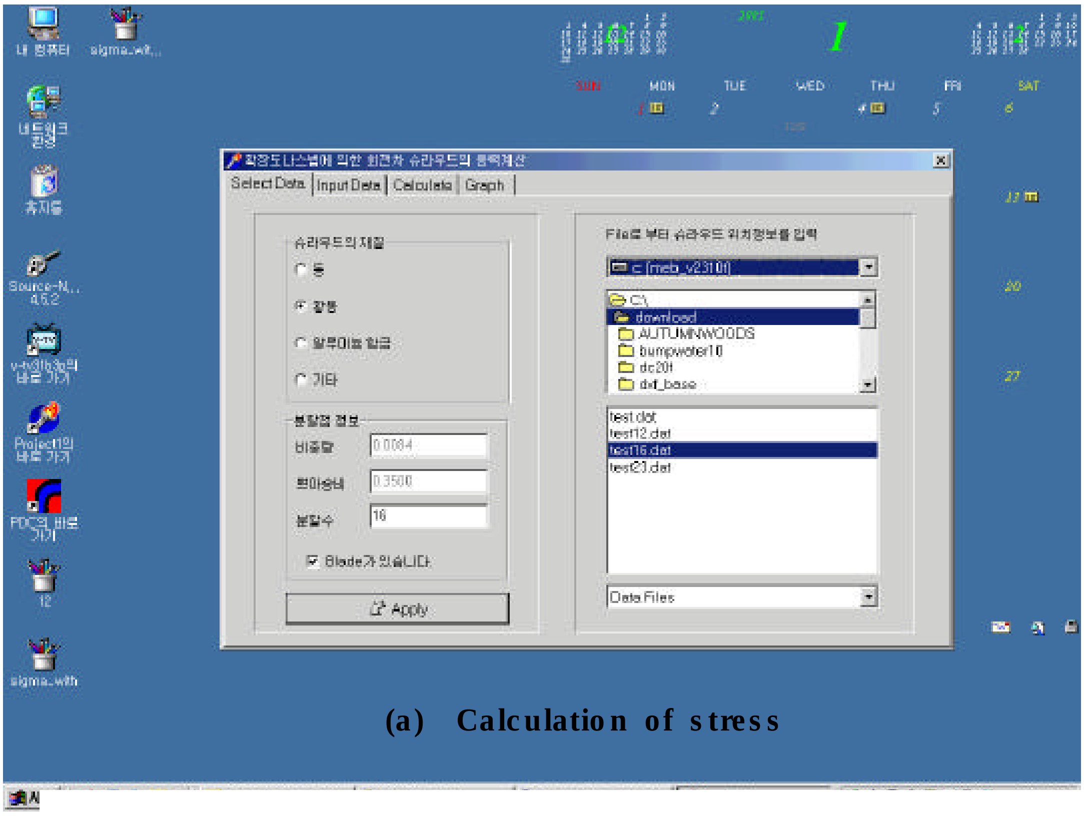
Head	4.0000 [m]
Discharge quantity	0.0350 [m³/min]
Rotational frequency	2600 [rpm]
Specific speed	171.9738

Fig. 3.6 Drawing of impeller and shroud



Head	4.0000 [m]
Discharge quantity	0.0350 [m³/min]
Rotational frequency	2600 [rpm]
Specific speed	171.9738

Fig. 3.7 Drawing of volute casing



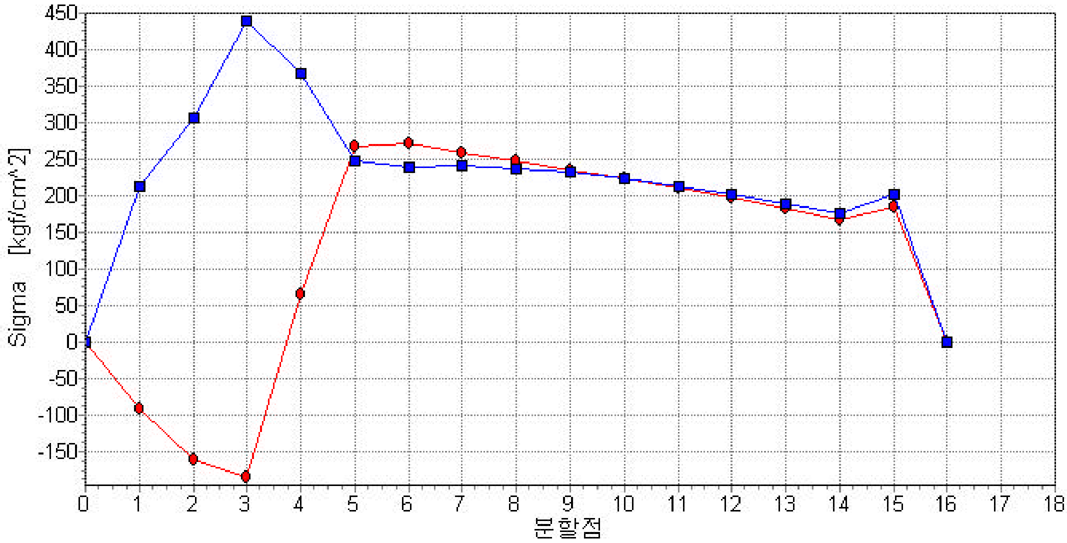
확장도나스법에 의한 회전차 슈라우드의 응력계산

슈라우드의 재질
○ 동
● 황동
○ 알루미늄 합금
○ 기타

분할점 정보
비중량 0.0084
포아송비 0.3500
분할수 16
☑ Blade가 있습니다

File로 부터 슈라우드 위치정보를 입력
c: [meb_v2310]
C:\
download
AUTUMNWOODS
bumpwater10
dc20t
dxf_base
test.dat
test12.dat
test16.dat
test23.dat
Data Files

(a) Calculation of stress



(b) Distribution of σ_r

Fig. 3.8 Calculation of Shroud Stress

Fig. 3.9 Fig. 3.11은 각각 case1 case3의 격자 생성도를 나타내고 있다. case2의 입/출구경을 case1과 비교하여 보면 요구되는 유량과 양정 및 비속도를 만족하기 위해서 case1보다는 외경이 약간 크게 설계되었다. case1, case2, case3에 대한 깃의 형태를 비교하여보면 case1에 비하여 case2, case3의 깃의 곡률 반지름이 더 작으며 깃 곡선은 완만한 곡선을 그린다. 또한 유로단면적의 변화는 상대적으로 완만한 것을 알 수가 있다. 따라서 case1에 비해 case2는 손실이 적을 것으로 생각된다.

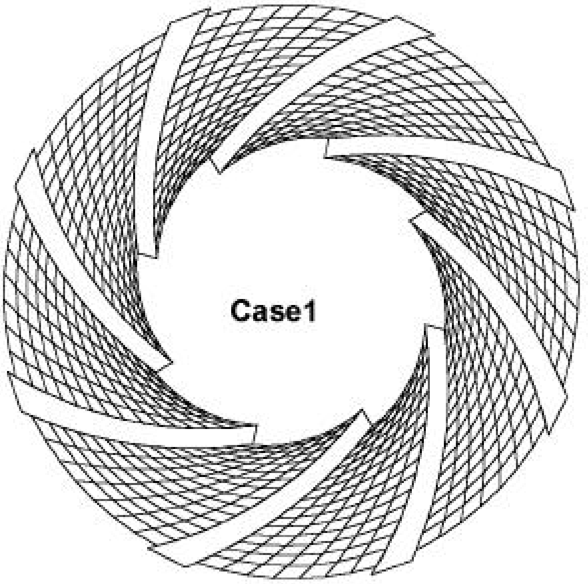


Fig. 3.9 Grid generation of case1

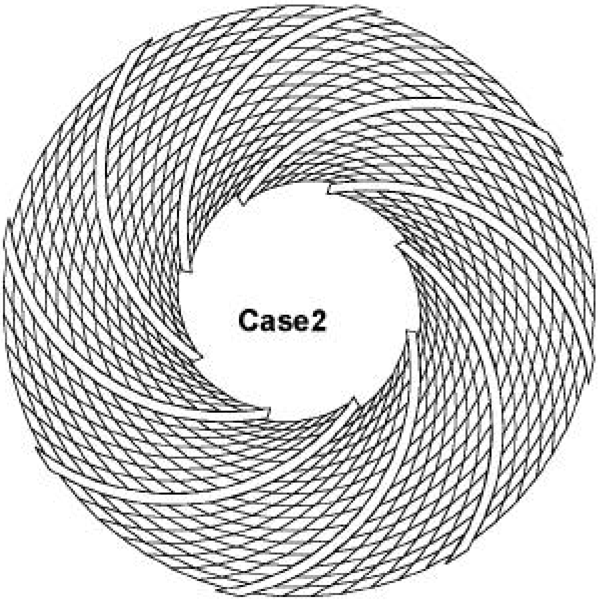


Fig. 3.10 Grid generation of case2

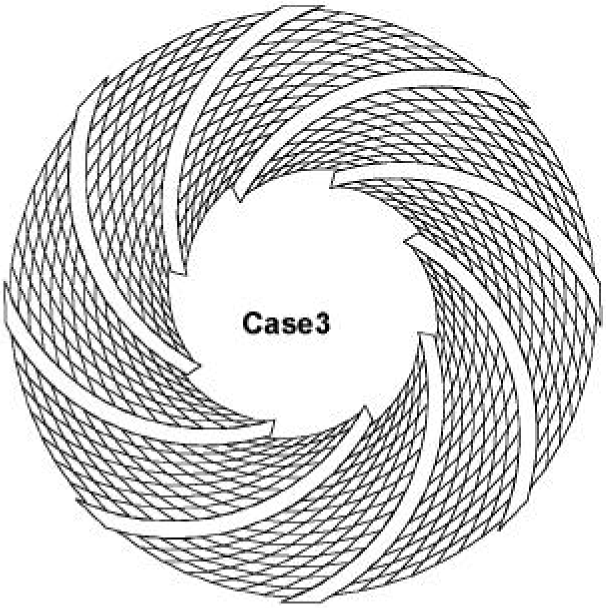


Fig. 3.11 Grid generation of case3

Fig 3.12은 각 모델의 압력계수를 나타내고 있다. 그림에서 1번부터 18번까지는 부압면을 19번부터 36번까지는 압력면을 나타내고 있다. 압력면에서는 case1의 압력계수가 case2보다 높은 값을 나타내고 있다. 부압면에서는 case2에 비해 case1의 압력계수의 감소율이 증가하는 경향을 보이고 있다.

Fig. 3.13 Fig. 3.15은 case1, case2, case3의 상대속도를 나타내고 있다. 속도분포를 보면 유로내에서 순환하는 흐름이 있으나 유체가 비교적 유로를 원활하게 통과하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 3.16 Fig. 3.18은 case1, case2, case3의 압력 분포를 나타내고 있다. 유체가 유로를 통과하는 동안 속도에너지가 압력에너지로 회수되는 것을 정량적으로 나타내었다.

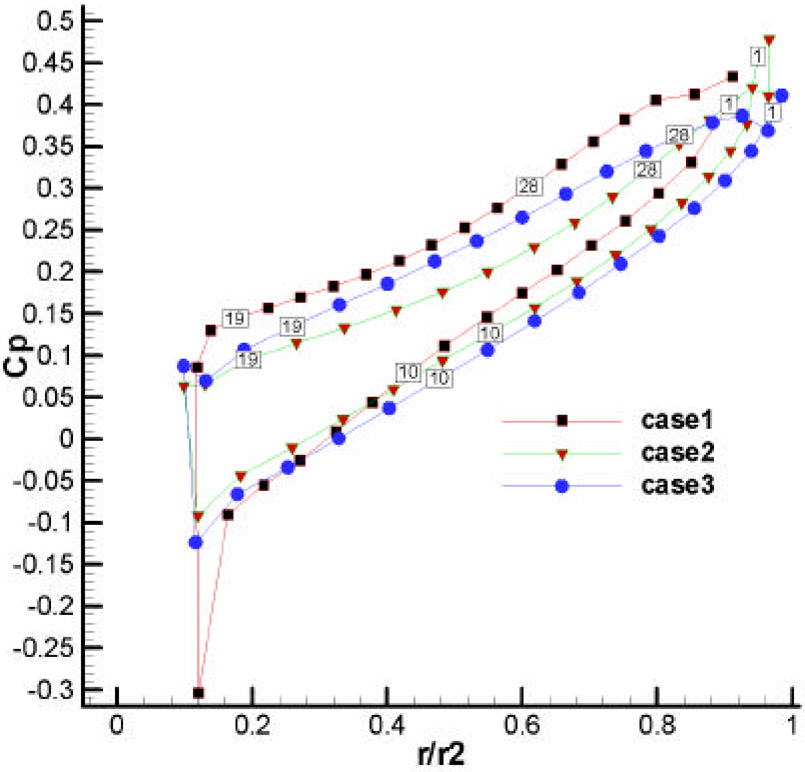


Fig. 3.12 Pressure coefficient of blade

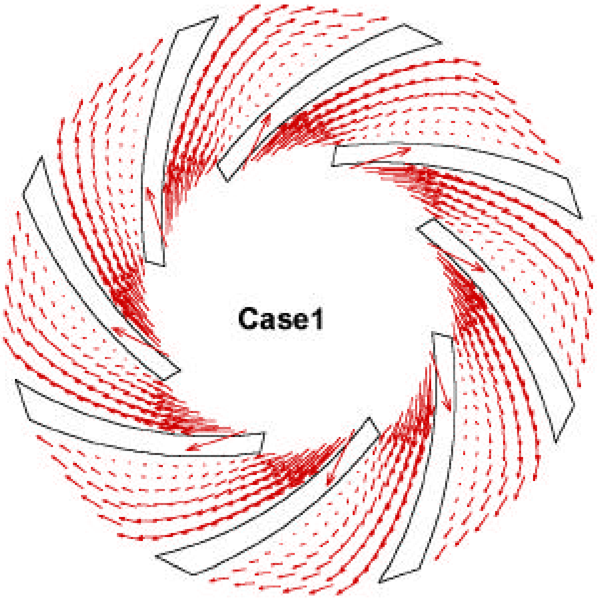


Fig. 3.13 Velocity distributon of case1

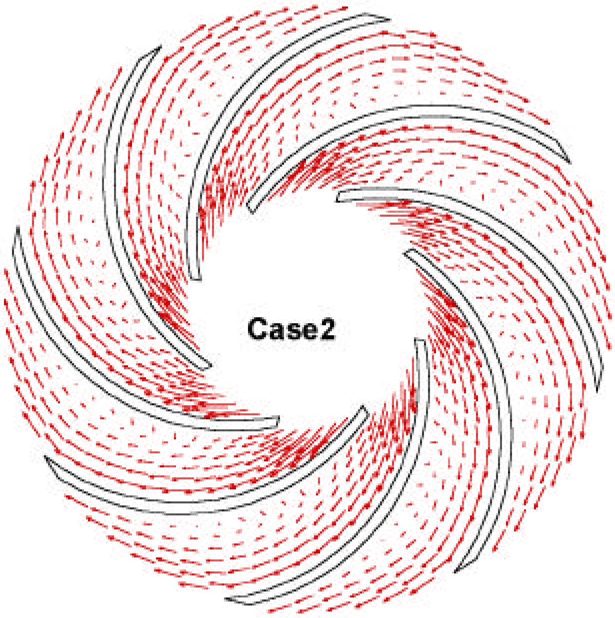


Fig. 3.14 Velocity distributon of case2

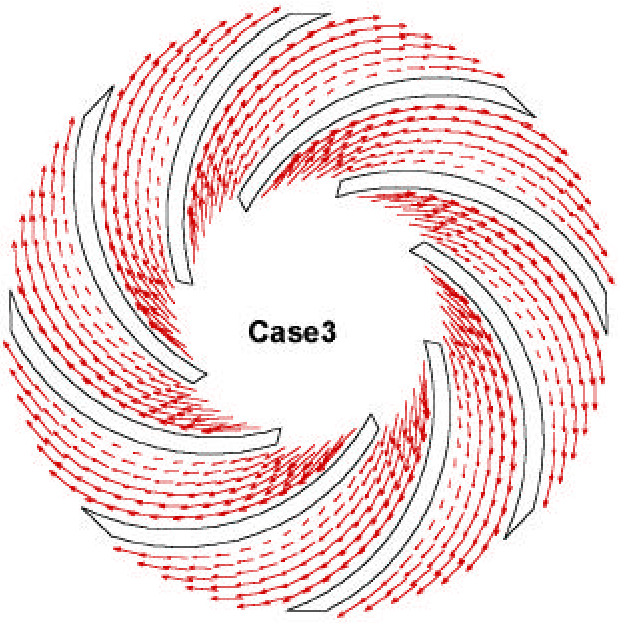


Fig. 3.15 Velocity distributon of case3

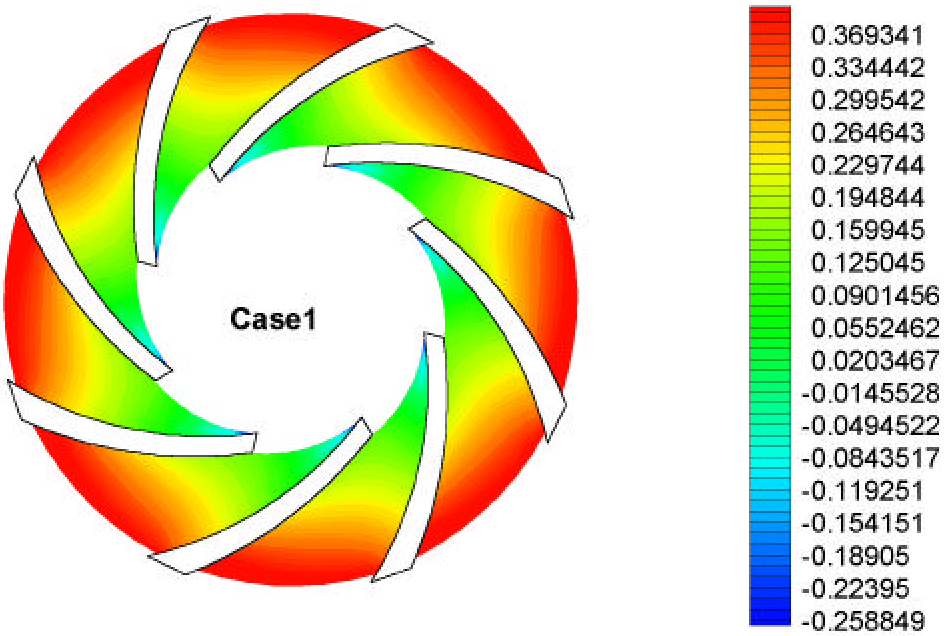


Fig. 3.16 Pressure distribution of case1

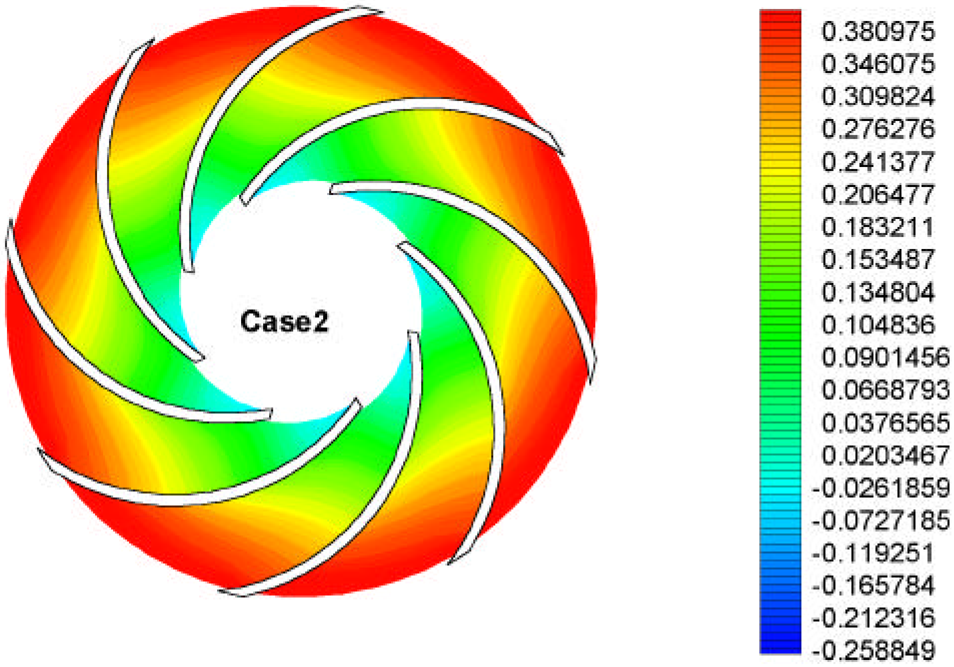


Fig. 3.17 Pressure distribution of case2

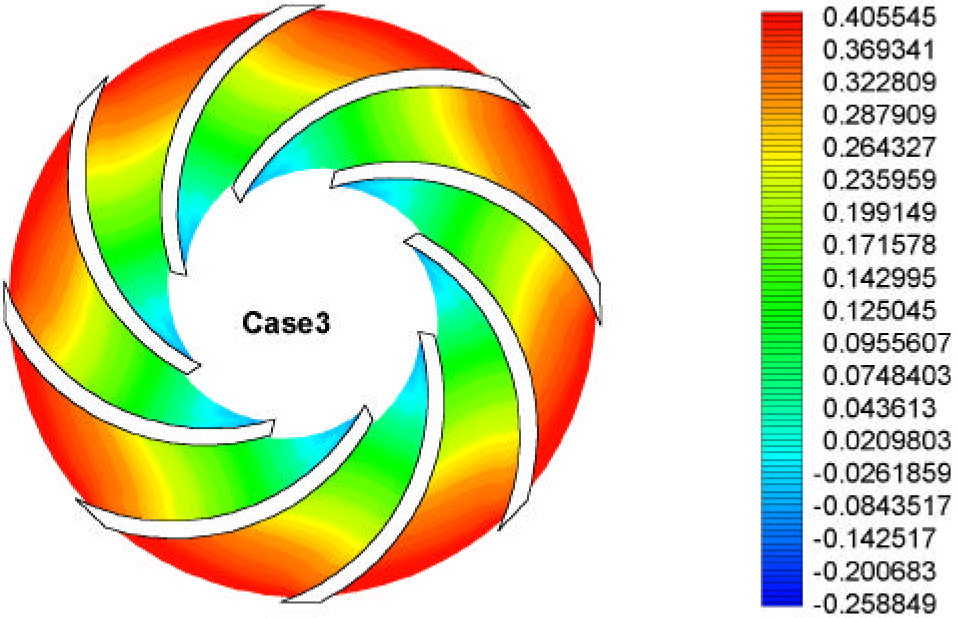


Fig. 3.18 Pressure distribution of case3

제4장 결론

본 연구에서는 실험설계정수를 사용하여 자동설계프로그램으로 원심펌프를 설계하고 2차정도 와류패널법을 이용하여 임펠러의 성능을 해석하여 기존의 제품과의 비교를 행하였다. 그 결과 본 연구에서 사용한 방법으로도 만족할 만한 성능을 가지는 형상 데이터를 짧은 시간에 만들어 낼 수 있음을 확인하였다. 향후 벌루트 케이싱을 포함하는 해석이 수행되어야 하며 터보형 송풍기, 전향깃 원심송풍기, 레디얼형 송풍기등의 터보유체기계 전반에 적용하여 우수한 성능을 가지는 터보기계를 설계하는 연구를 수행할 필요가 있다고 보여진다.

참고문헌

(1)김진환, “원심 펌프 회전차 형상설계에 대한 연구”, 한국해양공학회지, (1997).

(2)최민선, 김춘식, 이영호, “2차원 터보기계에서의 와류패널법 적용에 관한 연구”, 한국박용기관학회지, Vol.17 No.2 (1993), pp.41-51.

(3)강신정, 안경훈, 이영호, “2차정도 와류패널법에 의한 소형 원심펌프 성능해석”, 대한기계학회 부산지부 춘계학술대회 논문집, (1999), pp.264-270.

(4)하재현, 손병진 共著, “유체기계”, 보문당, (1996), pp.25-142.

(5)부정숙, 서용권, 송동주, 김경천 共譯, 피어슨 에듀케이션 코리아, (2000), pp.800-846.

(6)A. J. Stepanoff, "Centrifugal and Axial Flow Pumps" 2nd Edition, John Wiley & Sons. Inc, (1957), pp.1-137.

(7)Chen Cichang, "A Computer Interated Manufacturing System for Pump", Third International Conference on Pumps and Fans, (1998), pp.103-109.

(8)Victor L. Streeter, "Handbook of Fluid Dynamics", McGraw-Hill Book Company. Inc, (1982), p.19.

(9)今木清康, "遠心ポンプ設計法", 理工圖書株式會社, (1964), pp.39-113.

감사의 글

지난 2년 동안의 연구실 생활과 본 논문에 대해 관심과 지도를 아끼지 않으신 이영호 교수님께 감사드립니다. 그리고 논문심사를 담당해 주신 남청도 교수님, 김종수 교수님께도 감사드립니다.

대학원 생활동안 동고동락하며 함께 생활했던 유동정보연구실의 선후배님들에게도 감사의 마음을 표하며 앞날의 영광을 기원합니다. 특히 대학원 생활을 시작할 때부터 따뜻한 충고와 도움을 아끼지 않은 안경훈 선배님께 감사드리며 벗이 되어주고 많은 도움을 준 강신정군에게 감사의 마음을 표합니다. 어려울 때 많은 도움과 충고를 주신 김유택 선배님, 김정환 선배님, 양창조 선배님께도 감사드립니다.

끝으로 공부할 수 있도록 배려해준 가족들과 부모님의 사랑에 깊은 감사를 드립니다.