

〈논 문〉

k-ε 난류모델에 의한 L-형 리브렛 주위 난류유동 예측

명 현 국*

(1997년 7월 5일 접수)

Prediction of Turbulent Flow over L-Shaped Riblet Surfaces with k-ε Turbulence Models

H.K. Myong

Key Words : Riblet(리브렛), Drag Reduction(항력저감), k-ε Turbulence Model(k-ε 난류모델), Prediction(예측)

Abstract

The paper reports the outcome of a numerical study of flow over idealized L-shaped ribletted surfaces with two-equation turbulence models. In the present study, the Launder & Sharma's $k-\epsilon$ turbulence model (LS model) is basically employed, but with a little modification of the additional ϵ -source term without affecting its level under 2-dimensional straining in which the term has been calibrated. Compared to the original LS model, the present model has predicted greatly improved drag reduction behavior for this geometry. As a drag reduction mechanism, it is found that the skin-friction in the riblet valleys might be sufficient to overcome the skin-friction increase near the riblet tip. The present predicted results are in good agreement with the recent DNS ones by Choi et al. (1993): differences in the mean velocity profile and turbulence quantities are found to be limited to the riblet cavity region. It is also found that turbulent kinetic energy and Reynolds shear stress above the riblets are also reduced in drag-reducing configurations.

1. 서 론

난류유동에서의 표면마찰항력을 저감시키는 수단으로서 현재 리브렛(riblet), LEBU(large-eddy breakup device), 중합체 첨가(polymer addition), 순응벽(compliant wall) 등 다양한 방법이 연구되어 왔다.^(1,2) 이러한 방법 중에서 유동 방향에 평행하게 만들어진 리브렛(riblet 또는 groove)면(Fig.1 참조)은 매끄러운 벽면에 비해 유체와 접촉되는 표면적은 증가하지만 전체적으로 마찰항력을 감소시키고 열전달을 증진시킬 수 있는 가장

성공적인 수단으로 알려져, 이에 관한 연구가 활발

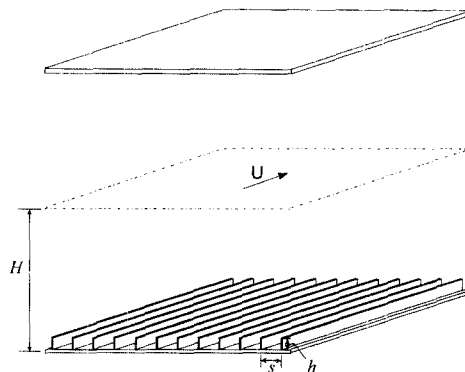


Fig. 1 General view of a L-shaped riblet plate.

*회원, 국민대학교 기계자동차공학부

히 진행되고 있다. 일 예로 Walsh^(3,4)는 실험적으로 약 8%에 이르는 항력저감을 얻었으며, 실제 비행 조건하에서도 1~2%의 항력저감이 보고⁽⁵⁾되어 있다. 이와 같이 리브렛이 항력저감 목적으로서 성공적인 장치라고 인식되고 있으나, 그 메커니즘 및 최적화는 현재까지 명확히 규정되어 있지 않다. 항력저감에 대해 제기된 두 가지 메커니즘으로는 강한 점성효과로 인해 리브렛 바닥면(valley)의 마찰 감소가 리브렛 정상(tip)에서의 마찰력 증가를 상쇄시킬 수 있다는 학설과 리브렛 정상에서의 운동량 수송을 2차 유동(secondary flow)이 감소시킨다는 학설이 있다.

최근 Chu & Karniadakis⁽⁶⁾ 및 Choi 등⁽⁷⁾은 V자형 리브렛 주위의 난류유동 해석에 DNS(직접수치모사)를 성공적으로 적용하였다. 이들 연구결과는 적어도 정성적으로는 실험결과와 일치하고 있으며, 리브렛 주위의 복잡한 난류구조에 관한 지식을 넓혀 주었다. 특히, Choi 등은 Walsh⁽³⁾의 실험 결과와 일치되는 항력 변화를 예측하였다. 그러나, DNS는 현재까지 비교적 낮은 레이놀즈수하에서의 유동 밖에 해석할 수 없기 때문에, 실제 공학적으로 중요한 고레이놀즈수 리브렛 유동해석 및 최적화 수법으로는 아직 적절하지 않으므로, 난류모델에 의한 수치해석적 방법이 사용되고 있다.

난류모델을 사용하여 리브렛 주위의 난류유동을 처음 해석한 연구자는 Khan⁽⁸⁾으로, 그는 레이놀즈 전단응력은 van Driest의 혼합거리모델을 사용하고, 리브렛 단면에 작용하는 응력의 비등방성을 평가하기 위해서는 Launder & Ying⁽⁹⁾이 제안한 모델을 사용하였다. 그러나, 이런 수준의 모델링에서는 예측된 유동 특성이 리브렛 부근에서의 혼합거리를 어떻게 가정하는가에 따라 크게 달라지므로 순수한 의미에서 예측이라고 볼 수 없다. 따라서, 길이 스케일을 가정하지 않고 직접 구하기 위해서는 적어도 2-방정식 이상의 고차난류모델이 요구되며, 또한 리브렛 부근의 양 벽면으로부터의 영향을 복합적으로 고려하기 위해서는 난류모델이 벽면으로부터의 거리나 고체 경계의 형상에 의존하지 않는 것이 바람직하다. 이러한 사실을 고려하여 Launder & Li⁽¹⁰⁾는 벽면으로부터의 거리나 고체경계의 형상에 의존하지 않고 국소적인 난류 레이놀즈수에만 의존하는 Launder & Sharma⁽¹¹⁾의 $k-\epsilon$ 모델(이하 LS 모델)을 사용해서 리브렛 주위 난류유동을 해석하였으나, 항력변화를 정확히 예측하는

데 실패하였다. 이들은 이 원인으로 자신들이 사용한 $k-\epsilon$ 모델이 2차 유동의 영향을 고려하지 못하기 때문으로 판단하고, 레이놀즈응력모델을 사용하여 똑같은 리브렛 주위 난류유동을 해석⁽¹²⁾하고 다소 개선된 결과를 제시하였으나, 근본적으로 항력변화를 정확히 예측하는 데에는 실패하였다. 이와 같이, 난류모델에 의한 리브렛면 주위의 난류유동 예측에 대해서는 아직 만족할 만한 수준에 이루고 있지 않다. 이것은 현재까지 예측에 사용되고 있는 난류모델이 리브렛에 의해 야기되는 물리적인 현상을 적절히 반영시키고 있지 못하던지, 또는 수치해석적 방법이 확립되어 있지 않기 때문으로 사료된다.

본 연구에서는 이러한 배경하에 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하여 리브렛 주위 난류유동에 대한 난류모델의 예측성능상의 문제점을 규명하고, 또한 리브렛에 의해 야기되는 물리적인 현상을 파악하고자 한다.

2. 해석적 모델

현재 실험적 및 해석적으로 연구되고 있는 리브렛 형상은 매우 다양하나, 본 연구에서는 Fig. 1과 같이 한쪽 벽면이 L-형 리브렛으로 되어 있으며, 반대쪽 벽면은 매끄럽게 되어 있는 2차원 채널 내에서의 충분히 발달된 난류유동을 다룬다. 이 L-형 리브렛은 직각 격자 시스템을 사용할 수 있기 때문에 수치해석적인 면에서 리브렛면 주위의 난류유동을 연구하기에 가장 단순한 형상이라고 할 수 있다. 또한, 실제적으로 흥미있는 리브렛 유동은 발달하는 경계층 유동 중에서 생기나, 리브렛이 매우 작아 리브렛 정상이 일반적으로 일정한 전단층 내에 놓이기 때문에, 본 연구에서와 같이 충분히 발달된 채널 내에서의 유동과 큰 차이를 나타내지 않을 것이다. 이와 함께 완전히 발달된 난류유동이므로 주유동 방향으로의 속도 및 난류량의 변화가 없어, 2차원적으로 수치해석을 할 수 있는 장점이 있다. 참고로, DNS를 사용해서 Chu & Karniadakis⁽⁶⁾ 및 Choi 등⁽⁷⁾도 본 연구에서와 같이 V자형 리브렛 주위의 완전히 발달된 난류유동을 해석하였다.

본 연구에서는 난류모델의 예측성능상의 문제점을 규명하고 항력저감 메커니즘 규명의 차원에서 일차적으로 2-방정식 난류모델 중 2차 유동의 효과를 완전히 배제시킨 등방성 난류모델을 사용하기로

한다. 따라서, 완전히 발달된 유동 조건하에서 유동 방향의 운동량방정식은 아래와 같이 나타내어진다.

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial U}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial U}{\partial z} \right] \quad (1)$$

위 식에서 x 는 유동방향을 나타내고, y 와 z 는 단면 내에 놓이며, 특히 y 는 채널 벽면에 수직한 방향을 나타낸다.

난류모델로는 난류모델에 의한 기존 연구결과와의 문제점을 규명하기 위해 Launder & Li⁽¹⁰⁾가 사용한 아래와 같은 Launder & Sharma (LS)⁽¹¹⁾의 레이놀즈수형 k - ε 모델을 기본적으로 사용하기로 한다.

$$0 = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \bar{\varepsilon} - 2\nu (\partial k^{1/2} / \partial x_j)^2 \quad (2)$$

$$0 = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{P_k \bar{\varepsilon}}{k} - C_{\varepsilon 2} f_{\varepsilon 2} \frac{\bar{\varepsilon}^2}{k} + 2\nu \nu_t \left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_k} \right)^2 \quad (3)$$

여기서,

$$\nu_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\bar{\varepsilon}} \quad (4)$$

$$f_\mu = \exp(-3.4 / (1 + 0.02 \bar{R}_t^2))$$

$$f_{\varepsilon 2} = 1 - 0.3 \exp(-\bar{R}_t^2) \quad (5)$$

$$C_\mu = 0.09, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92, \quad \sigma_k = 1.0,$$

$$\sigma_\varepsilon = 1.3, \quad \bar{R}_t = \frac{k^2}{\nu \bar{\varepsilon}} \quad (6)$$

$$P_k = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (7)$$

위의 식들에서 아래 첨자는 y 및 z 방향에 대해 1 및 2의 값을 가진다. 또한, 위 난류모델에서 $\varepsilon - 2\nu (\partial k^{1/2} / \partial x_j)^2$ 로 정의되는 $\bar{\varepsilon}$ 는 k 와 같이 벽면에서 제로 값을 가지므로, 수치 해석상 편리하다.

Launder & Li⁽¹⁰⁾는 위에 제시한 LS 모델을 사용하여 본 연구에서와 같은 L-형 리브렛 주위의 난류유동을 수치해석한 결과, 이 모델이 항력저감을 과대 예측하는 것을 발견하였으나, 그 원인 및 해결 방안은 제시하지 못하였다. 본 연구에서는 LS 모델의 과대 예측에 대한 원인 및 해결 방안을 아래에 제시한다.

먼저, LS모델이 리브렛 주위 난류유동에서 항력

저감을 과대 예측하는 주된 원인은 식 (3)의 오른쪽 마지막 항에 교차 도함수에 의한 항이 포함되어기 때문으로 인식될 수 있다. 즉, 본 연구에서 고려하고 있는 리브렛 유동과 같은 경우 리브렛면 근방에서 y 및 z 방향으로의 속도구배가 상당히 급격하게 변하기 때문에 이 교차 도함수에 의한 양이 다른 양에 비해 크게 작용하게 되며, 이로 인해 벽면 근방에서의 난류 소산율 ε (또는 $\bar{\varepsilon}$)이 크게 증가하게 된다. 또한, 이로 인하여 점성이 지배하는 층이 벽으로부터 상당히 떨어진 영역까지 이르게 되어 결과적으로 항력저감을 지나치게 크게 예측하게 된다.

다음으로, 이 문제를 해결할 수 있는 한 가지 해결 방안을 제시하고자 한다. 원래 식 (2)의 오른쪽 마지막 항은 난류 소산율 ε 대신에 벽면에서 제로 값을 가지는 $\bar{\varepsilon}$ 을 사용하기 때문에 부가되는 항으로, Jones & Launder⁽¹³⁾에 의해 처음 제안되었다. 이 부가항은 벽면 근방에서만 영향을 미치며, 적어도 벽면에서는 정확한 값을 제공한다. 반면 $\bar{\varepsilon}$ 에 대한 모델 방정식 (3)의 오른쪽 마지막 항은 Jones & Launder에 의해 벽면 근방의 점성이 지배하는 영역에서의 난류 에너지를 적절히 모사하기 위해 단순히 도입된 부가항으로 이 부가항도 벽면 근방에서만 영향을 미친다. 또한, 이 난류모델은 원래 한 개의 벽면만이 영향을 미치는 여러 가지 유동에 대해서만 검증된 것으로, 이 경우 식 (2) 및 식 (3)의 오른쪽 마지막 항은 각각 다음과 같이 벽면에 수직한 평균 구배항만이 중요하게 된다.

$$2\nu (\partial k^{1/2} / \partial y)^2 \quad \text{및} \quad 2\nu \nu_t (\partial^2 U / \partial y^2)^2 \quad (8)$$

그러나, 본 연구에서 고려하고 있는 리브렛 유동에서와 같이 두 개의 벽면이 상호 영향을 미치는 경우, 벽면 근방의 영역에서 식 (2)의 오른쪽 마지막 항은

$$2\nu [(\partial k^{1/2} / \partial y)^2 + (\partial k^{1/2} / \partial z)^2] \quad (9)$$

와 같이 나타내어지는 데 반해, 식 (3)의 오른쪽 마지막 항은

$$2\nu \nu_t [(\partial^2 U / \partial y^2)^2 + (\partial^2 U / \partial z^2)^2 + 2(\partial^2 U / \partial y \partial z)^2] \quad (10)$$

과 같이 표현된다.

식 (10)의 마지막 항은 교차 도함수 항으로 이항은 전술한 바와 같이 리브렛 주위 벽면 근방에서

y 및 z 방향으로의 속도구배가 상당히 급격하기 때문에 식 (10)의 나머지 항에 비해 지나치게 크게 작용하게 되어, 결과적으로 벽면 근처에서의 난류 소산율을 크게 증가시킨다. 그러나, 식 (9)로 나타내어지는 식 (2)의 마지막 항을 보면 두 개의 벽면이 영향을 미치는 경우에도 각각의 벽면에 수직한 도함수에 의한 항만이 고려되고 있다. 따라서, 식 (3)의 마지막 항도 식 (9)로 나타내어지는 식 (2)의 마지막 항과의 관련성으로부터 벽면에 수직한 도함수에 의한 양만을 고려하는 것이 물리적으로 보다 적절하다고 판단할 수 있으므로, 본 연구에서는 교차 도함수에 의한 양을 제외시키고 벽면에 수직한 도함수에 의한 양만을 고려하는 형태로 식 (3)의 마지막 항을 다음과 같이 제안하기로 한다.

$$2\nu\nu_t\delta_{mn}\left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial x_m\partial x_n}\right)^2 \quad (11)$$

위 항에서 m 과 n 은 각각 벽면에 수직한 좌표를 나타낸다. 결과적으로 본 연구에서는 LS모델 방정식 중 식 (3)의 난류 소산율 $\tilde{\epsilon}$ 에 대한 모델 방정식을 다음과 같이 수정하여 사용할 것을 제안한다.

$$0 = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial \tilde{\epsilon}}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{P_k \tilde{\epsilon}}{k} - C_{\epsilon 2} f_{\epsilon 2} \frac{\tilde{\epsilon}^2}{k} + 2\nu\nu_t\delta_{mn} \left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial x_n \partial x_n} \right)^2 \quad (12)$$

참고로, 본 연구에서 제안하는 난류모델에서는 난류 소산율 방정식 (12)의 마지막 항, 즉 식 (11)이 본 연구에서 고려하고 있는 리브렛 유동인 경우,

$$2\nu\nu_t [(\partial^2 U/\partial y^2)^2 + (\partial^2 U/\partial z^2)^2] \quad (13)$$

로 되어, 원래의 LS 모델의 상응되는 식 (10)과 달리 교차 도함수에 의한 양이 포함되어 있지 않으며, 한 개의 벽면만이 영향을 미치는 경우에는 식 (8)의 두 번째 항과 같이 되어 원래의 LS모델과 똑같게 된다. 따라서, 본 연구에서 제안한 난류모델은 원래 한 개의 벽면만이 영향을 미치는 여러 가지 형태의 2차원 유동에 대해 검증되어 비교적 좋은 결과를 제시한 LS 모델의 예측 성능을 전혀 손상시키지 않고 있음을 알 수 있다. 그러나, 후에 제시하는 바와 같이 리브렛 유동에서는 상당히 다른 거동을 보일 것을 예상할 수 있다.

3. 수치해석 방법

계산 대상은 Fig.1과 같이 비대칭 채널로, 아래 벽에 L-형 리브렛이 설치되어 있고 위 쪽은 매끄러운 벽면으로 되어 있다. 본 연구에서는 리브렛면이 일반적으로 벽면 근처에 매우 가깝게 설치되는 점을 감안하여 채널 반폭 H 가 리브렛 높이 h 의 25배로 설정하였다. 또한, 본 연구에서는 해석의 편의상 L-형 리브렛을 채널 유동에 수직하게 두께를 갖지 않은 것으로 이상화하였으며, 실제 리브렛과 같이 리브렛이 두께를 가지는 경우는 향후 연구 과제로 하기로 한다.

계산은 두 가지 다른 기하학적 형태, 즉 리브렛 폭 s 및 높이 h 의 비, $s/h=1$ 및 $s/h=2$ 에 대해서 행하여 졌으며, 채널 폭과 평균속도에 의해 정의되는 레이놀즈수 Re 를 8000에서 53000까지 변화시켰다. 또한 채널 스펠(span)방향으로 리브렛이 대칭적으로 배열되는 점에 착안해서 Fig.2(리브렛 주위의 격자만 제시하고 있음에 주의)에 나타낸 바와 같이 두 개의 리브렛으로 이루어지는 영역의 반쪽만을 계산영역으로 삼았으며, 격자점은 $s/h=1$ 인 경우에는 240×40 , $s/h=2$ 인 경우에는 240×60 의 격자를 사용하였으며, 속도구배가 급격한 리브렛면 및 양 벽면 근처에 격자를 집중시켰다. 참고로 벽면으로부터 첫번째 격자는 매끄러운 벽면에서의 마찰속도 $u_\tau (= \sqrt{\tau_w/\rho})$ 로 정의되는 무차원거리 y^+ ($= u_\tau y/\nu$)가 0.2 이하가 되도록 하였다.

본 연구에서는 완전히 발달된 유동을 다르므로, 주유동 방향으로의 속도 및 난류량의 변화가 없으며, 이와 같은 조건하에서는 식 (1)로부터 알 수 있듯이 2차원적으로 한 단면 내의 유동을 수치해석하면 된다. 따라서, 방정식 (1), (2), (3) 또는 (12)는 본 연구에 맞도록 수정된 KIST에서 개발한 2차원 타원형 코드⁽¹⁴⁾를 사용해서 수치적으로 풀었다. 확산 항은 통상의 중심차분법을 사용해서 이산화하였다. 이산화 방정식은 SIMPLE해석 및 선순번(line-by-line)을 사용해서 풀었다. 경계조건으로는 모든 종속변수에 대해 대칭경계면에서는 제로구배 조건을, 벽면에서는 제로 값을 적용하였다. 수렴판정조건은 전체 내부격자에서의 운동량 잉여량이 입구에서의 운동량 유입량의 0.2% 이하로 되고, 1회 반복 시의 전체 전단응력 변화율이 10^{-5} 이하가 되면 수렴된 것으로 하였다.

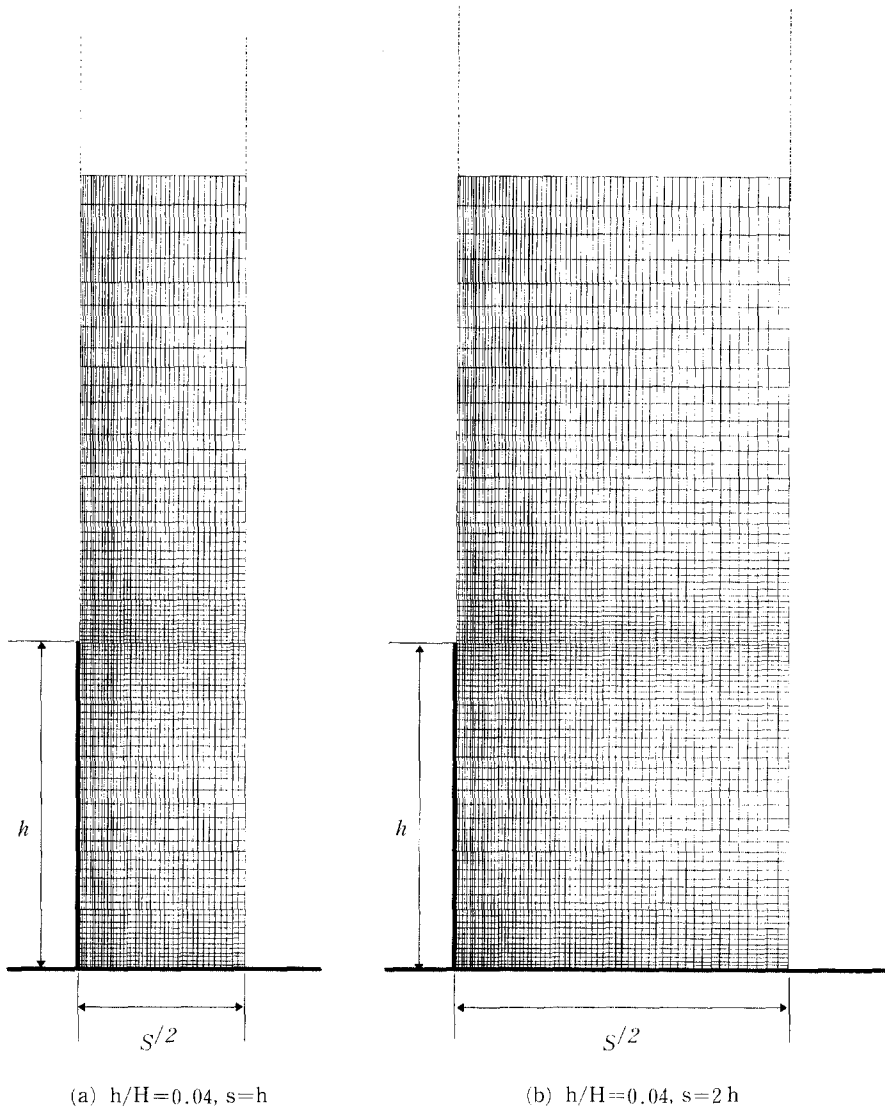


Fig. 2 A typical grid layout.

4. 계산결과 및 고찰

4.1 리브렛 성능

리브렛면 주위 난류유동 해석의 실제적인 관심은 리브렛 형상 및 크기에 대한 예측성능이기 때문에, 이에 대한 전체적인 예측결과를 먼저 제시한다.

Fig. 3에 리브렛면에서의 매끄러운 벽면에 대한 표면 마찰계수의 상대적인 변화를 $h^*(\equiv u_*h/\nu)$ 의 함수로 나타냈다. 본 연구의 경우, $h/H=0.04$ 로

고정시키고 레이놀즈수를 8000에서 53000까지 증가시킬 경우 h^* 는 약 10에서 50까지 증가된다. 전체 표면마찰강도는 벽면에서의 주유동 방향 속도구배를 적분함으로써 얻어진다. 비교를 위해 Launder & Li⁽¹⁰⁾에 의해 예측된 결과도 그림상에 나타냈다. 원래의 LS 모델을 사용해서 예측한 본 연구 및 Launder & Li의 계산결과는 최대 22.5%의 항력저감을 예측하고 있으며, 이 값은 상용 V-형 리브렛의 경우보다 약 3배 정도 크다. 또한, 최적인 위치도 $h^* \approx 60$ 으로 실험값보다 3배 정도 크게 예

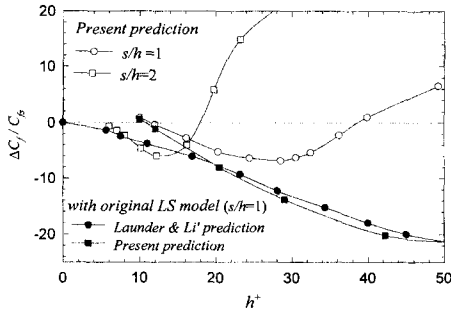
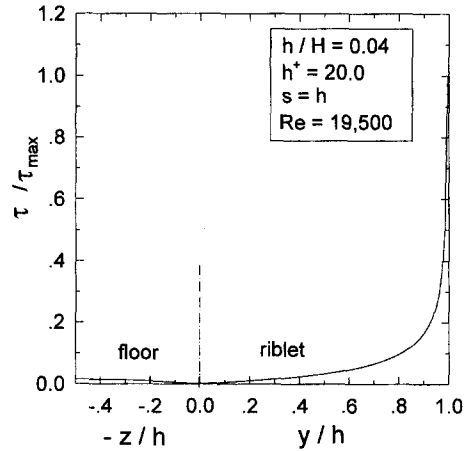


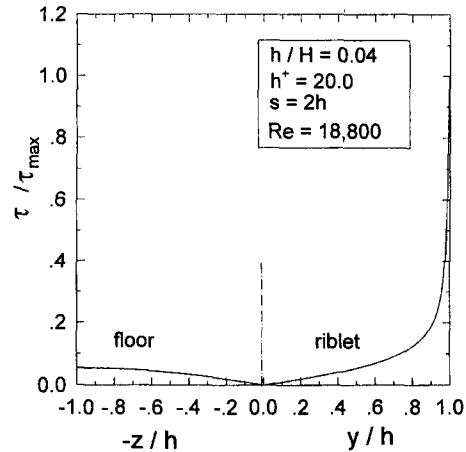
Fig. 3 Skin friction coefficient variation over riblets.

추되고 있다. 그러나, $s/h=1$ 인 경우 똑같은 LS 모델을 사용하였음에도 불구하고 Launder & Li는 연구된 h^+ 의 전 구간에서 항력저감이 있다고 예측한 반면, 본 연구결과는 h^+ 가 10보다 작은 경우에는 항력저감이 생기지 않음을 보여주고 있다. 이 차이는 Launder & Li가 레이놀즈수를 50000으로 고정시키고 리브렛의 높이 h 를 변화시킨 데 반해, 본 연구에서는 h/H 를 고정시키고 레이놀즈수를 변화시킨 데 기인한다. 따라서, 본 연구 결과는 내부 유동에서 레이놀즈수가 10000이하(본 연구에서는 이 경우 h^+ 가 10보다 작아짐)인 경우 리브렛을 사용해도 항력저감이 생기지 않을 수 있음을 예측하고 있는데, 이러한 사실은 최근에 Li⁽¹⁵⁾ 및 NNASA 연구자들에 의해서도 보고되었다.

한편, 식 (3)과 같이 LS 모델의 난류에너지 소산을 방정식에 부가되는 부가항 중에서 교차 미분항을 제외시킨 본 모델은 최대 6~7%의 항력저감을, 또한 최적 위치도 $s/h=1$ 인 경우 $h^+ \approx 25$ 를, $s/h=2$ 인 경우 $h^+ \approx 12$ 를 각각 예측하고 있으며, 이 예측결과는 실험결과와도 정성적 및 정량적으로 상당히 잘 일치하고 있다. 이결과는 2-방정식 난류 모델에 의해서도 리브렛 주위의 난류유동을 예측할 수 있음을 입증함과 동시에, 본 연구에서 사용한 난류모델이 2차 유동의 발생을 배제시킨 등방성 난류모델인 점을 고려하면, 항력저감 메커니즘으로 2차 유동의 효과는 그다지 크지 않을 것을 제시하고 있다. 다만, 본 모델은 $s/h=1$ 인 경우 h^+ 가 20보다 큰 영역에서 항력저감을 다소 크게 예측하고 있다. 이것은 부분적으로 Launder & Li가 보고하였듯이 본 계산에서 채택한 두께를 가지지 않는 이상적인 L-형 리브렛 형상에 기인한다고 판단된다. 실제로 Launder & Li는 LS모델을 사용해서 계산된 예측성능이 나쁜 원인이므로서 실험에 사용된 L-



(a)

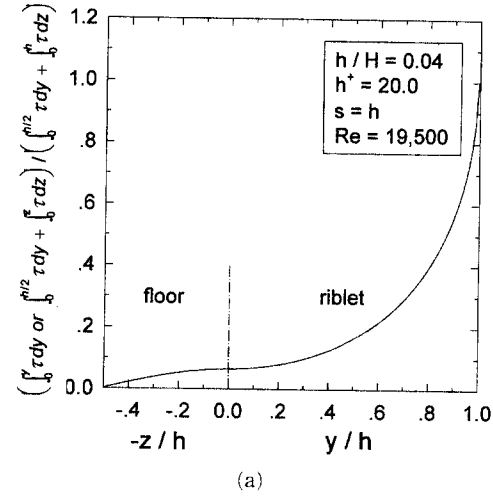


(b)

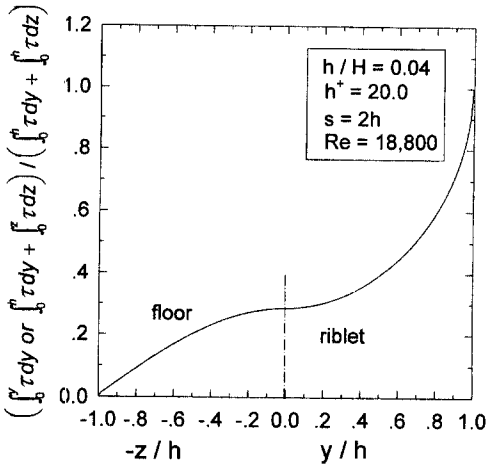
Fig. 4 Local skin friction distributions along the rigid surface.

형 리브렛의 경우 리브(rib)가 두께를 가지고 있기 때문에, 자신들이 두께를 가지지 않는다고 가정하고 계산한 이상적인 L-형 리브렛에서 실험값보다 더 큰 항력감소가 생겼다고 보고하고 있다. 실제로 L-형 리브렛은 리브렛 높이의 약 6~8% 정도의 두께를 가지고 있으며, 이 두께가 전체 표면마찰항력에 미치는 영향은 Fig. 4로부터 간접적으로 유추될 수 있다.

Fig. 4는 $h^+=20$ 에서의 두 가지 경우, 즉 $s/h=1$ 및 $s/h=2$ 인 경우에 대한 리브렛 및 바닥 벽면에서의 국소 전단응력 분포를 보여주고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 두 리브렛의 중심면으로부터 리브렛 모서리로 갈수록 전단응력은 낮은 수준에서 점



(a)



(b)

Fig. 5 Integrated skin friction versus position on the rigid surface.

차적으로 감소하나, 모서리로부터 리브렛 정상으로 갈수록 전단응력은 급격히 증가하여, 높은 수준의 전단응력이 리브렛 정상 부근에 집중되고 있다. 이와 같은 전단응력의 분포로부터 매끄러운 벽면에 비해 리브렛을 설치함으로써 유체와 접촉되는 표면적은 증가하지만, 마찰항력의 대부분을 차지하는 것은 정상 부근의 리브렛 표면인 것을 알 수 있다. 따라서, 높은 속도를 가지는 유체에 근접된 리브렛 정상에서의 리브렛 두께에 따른 표면 면적의 증가는 일어질 수 있는 항력저감을 다소 감쇄시키는 효과를 가진다고 예상할 수 있다. 실제로 이러한 사실은 Launder & Li⁽¹²⁾에 의해서도 이미 보고되

어 있으며, 또한 위에서 본 모델이 $s/h=1$ 인 경우 h^+ 가 20보다 큰 영역에서 항력저감을 다소크게 예측하는 것이 본 연구에서 가정된 이상적인 리브렛 형상에 있다고 기술한 것을 반증해 주고 있다. 그러나, 이에 관한 보다 명확한 결론을 위해서는 향후 리브 두께를 가지는 실제 리브렛에 대한 연구가 수행되어야 할 것이다.

한편, Fig. 4의 결과를 재구성한 Fig. 5의 결과는 항력저감 메커니즘에 대해서 중요한 사실을 제시해 주고 있다. 즉 $h^+=20$ 에서의 두 가지 경우, 즉 항력이 감소하는 $s/h=1$ 및 항력이 증가하는 $s/h=2$ 인 경우에 대한 Fig. 5의 누적 적분한 전단응력 분포 결과는, 항력이 감소하는 경우(Fig. 5(a))가 항력이 증가하는 경우(Fig. 5(b))보다 두 리브렛 중심면으로부터 리브렛 모서리 사이의 바닥면에서의 전단응력의 전체 표면마찰항력에 미치는 영향이 작은 것을 알 수 있다. 따라서, 이 결과는 항력저감 메커니즘으로 리브렛 바닥면(valley)에서의 마찰항력 감소가 리브렛 정상 부근에서의 마찰 항력 증가를 상쇄시키기에 충분한 경우 항력저감이 생길 수 있다는 것을 강하게 제시하고 있다고 판단된다.

4.2 유동장 구조

여기서부터는 두 가지 다른 유동 조건, 즉 $h^+=20$, $h/H=0.04$ 로 고정되어 있고 s/h 값만이 1 및 2로 바뀐 조건하에서의 결과를 중심으로 유동장 구조를 집중적으로 검토하기로 한다. 이 두 경우는 Fig. 3으로부터 알 수 있듯이 각각 항력감소 및 항력증가가 생기는 조건으로, V-형 리브렛에 대한 DNS의 조건⁽⁷⁾과도 비슷하다. 즉, 본 연구에서는 5%의 항력감소 및 6%의 항력증가가 $s/h=1$ 및 $s/h=2$ 인 두 조건에서 각각 얻어졌다. 이 두 조건은 무차원 리브렛 폭 $s^+(\equiv u_s/\nu)$ 로는 각각 $s^+=20$ 및 $s^+=40$ 에 해당되며, 참고로 V-형 리브렛에 대한 비슷한 두 조건, 즉 $h^+=20$ 이고 $s^+\approx 20$ 및 $s^+\approx 40$ 인 조건하에서 Walsh⁽³⁾는 실험적으로 4%의 항력감소와 3%의 항력증가를, Choi 등⁽⁷⁾은 DNS를 통해 6%의 항력감소와 2%의 항력증가를 각각 얻었다.

Fig. 6은 본 모델에 의해 예측된 횡단면에서의 주유동 방향 평균속도의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 평균속도는 평균 중심속도 U_c 에 의해 무차원화되어 있다 그림으로부터 알 수 있듯이 평균속도의 스펙트럼 변화는 오직 리브렛 부근에서만 발

생하며, 같은 y 값하에서는 두 리브렛 중심면 상의 속도가 리브렛 정상에서의 속도보다 크다. 또한 항력이 증가하는 경우가 항력이 감소하는 경우보다 스팬방향 변화가 다소 큰 것을 알 수 있다. 이러한 결과는 V형 리브렛에 대한 최근의 실험적 결과⁽¹⁶⁾ 및 DNS 결과⁽⁷⁾와도 잘 일치하고 있다.

Fig. 7은 두 경우에 대해 계산된 리브렛 주위 주유동 방향의 평균속도 등고선을 나타내고 있다. 두 경우 모두, 벽면 전단응력이 리브렛 정상 부근에 집중되어 있음을 제시하고 있으며, 주유동 방향 속도의 스팬방향 비균일성이 리브렛 캐비티 내에서 현저하고 리브렛 정상 위로 $1/2$ 이하 떨어진 곳까지만 나타나고 있는 것을 알 수 있다. 또한, Fig. 3 및 Fig. 4의 결과로부터 예상한 바와 같이 항력 증가가 생기는 Fig. 7(b)의 경우가 항력감소가 생기는 Fig. 7(a)인 경우보다 평균속도에 대한 등고선이 리브렛 캐비티 내로 더욱 심하게 들어온 것을 알 수 있다. 이 결과와 벽면 마찰항력이 벽면에서의 속도구배에 비례한다는 사실을 함께 고려해 보면 항력이 감소하는 경우(Fig. 7(a))가 항력이 증가하는 경우(Fig. 7(b))보다 두 리브렛 중심면으로부터 리브렛 모서리 사이의 바닥면에서의 전단응력이 작음을 알 수 있으며, 이것은 앞에서 기술한

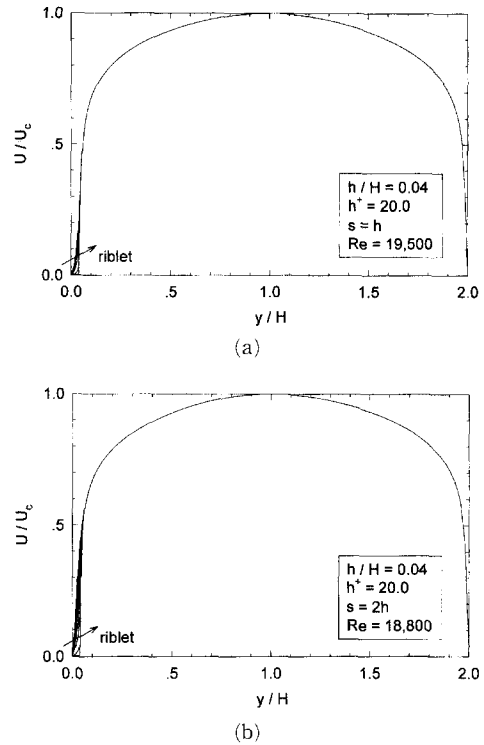


Fig. 6 Predicted mean velocity profiles.

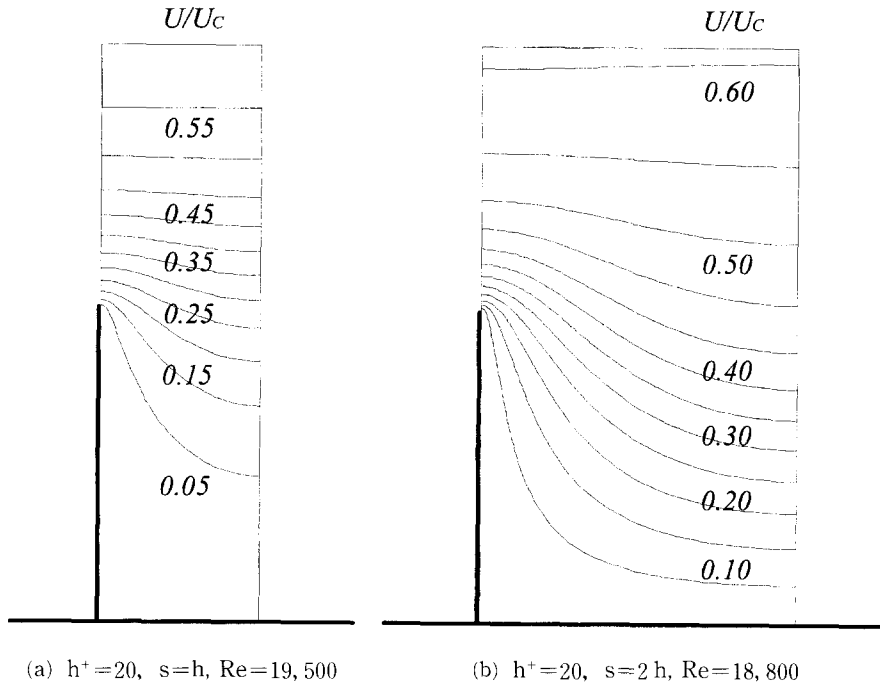


Fig. 7 Contour of predicted streamwise velocities.

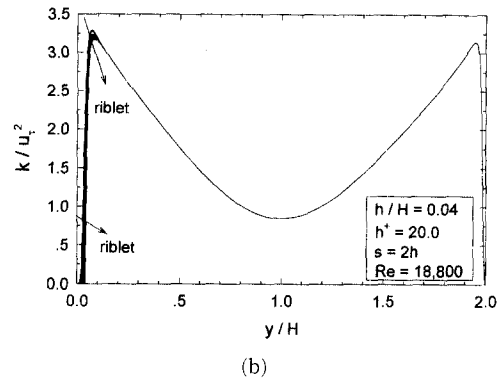
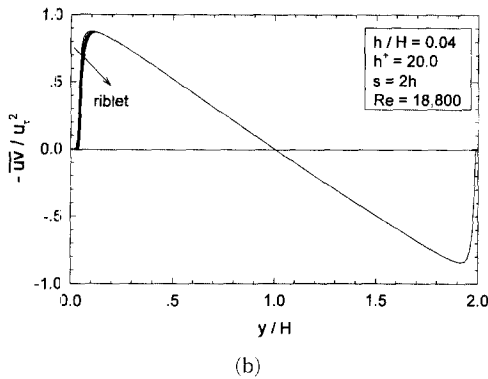
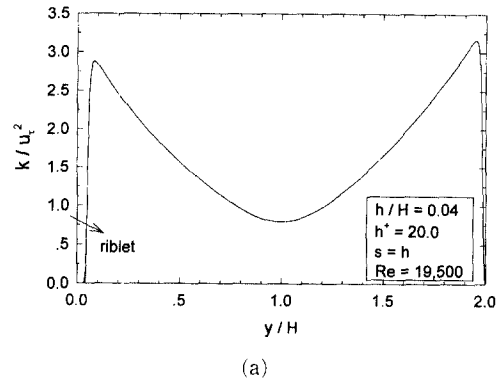
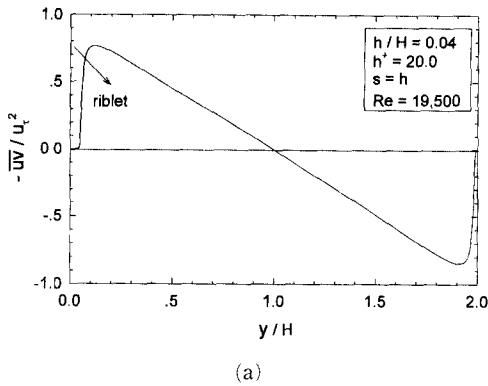


Fig. 8 Reynolds shear stress profiles.

Fig. 9 Turbulent kinetic energy profiles.

Fig. 5의 결과와도 일치된다.

Fig. 8은 매끄러운 벽면에서의 벽면마찰속도 u_τ 로 무차원화한 레이놀즈 전단응력, $-\overline{u'v'}$ 의 분포를 보여준다. Fig. 8(a)의 항력감소가 생기는 $s/h=1$ 인 경우, 본 계산결과는 리브렛면 쪽에서의 최대 전단응력이 반대편 매끄러운 벽면쪽에서의 최대 전단응력보다 약 10% 감소하며, 또한 리브렛 부근의 전단응력 분포가 스펠방향으로 거의 변하지 않는 것을 예측하고 있다. 참고로 V-형 리브렛에 대해서 리브렛면 쪽에서의 레이놀즈 전단응력이 Walsh⁽⁴⁾는 실험적으로 최대 16% 감소하고, Choi 등⁽⁷⁾은 DNS 결과로부터 최대 12% 감소한다고 보고하였다. 따라서, 본 결과는 기존의 결과와도 상당히 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 반면, Fig. 8(b)의 항력증가가 생기는 $s/h=2$ 인 경우, 본 계산결과는 리브렛면 쪽에서의 최대 전단응력이 반대편 매끄러운 벽면쪽에서의 최대 전단응력에 비해 두 리브렛 중심면 상에서는 상당히 증가하나, 리브렛 정상 부근에서는 거의 변하지 않음을 나타내고 있다. 또한, 이 경우 리브렛 부근의 전단응력 분포가 스펠

방향으로 상당히 변하고 있는 것을 예측하고 있다. 이러한 결과는 Choi 등⁽⁷⁾의 DNS 결과와도 상당히 잘 일치하고 있다.

본 모델에 의해 예측된 횡단면에서의 난류에너지 k 및 난류에너지 생산항 P_k 의 변화를 각각 Fig. 9 및 Fig. 10에 나타내었다. 본 계산결과는 리브렛면 쪽에서의 최대 난류에너지가 반대편 매끄러운 벽면 쪽에서의 최대 난류에너지보다 Fig. 9(a)의 항력감소가 생기는 $s/h=1$ 인 경우에는 약 10% 감소하나, Fig. 9(b)의 항력증가가 생기는 $s/h=2$ 인 경우에는 두 리브렛 중심면 상에서는 상당히 증가하나, 리브렛 정상 부근에서는 거의 변하지 않음을 나타내고 있다. V-형 리브렛에 대해서 최근의 Choi 등⁽⁷⁾에 의한 DNS 결과도 항력감소가 생기는 경우 최대 10%의 최대 난류에너지 결과와 비슷한 거동을 보이고 있다. 이와 함께, Fig. 9(b) 및 Fig. 10(b)에서 보는 바와 같이 항력증가가 생기는 $s/h=2$ 인 경우, 본 계산결과는 리브렛 부근에서의 난류에너지 및 난류에너지 생산항의 스펠방향 변화가 있음을 보여주고 있다. 즉, 리브렛 정상 및 두 리브렛

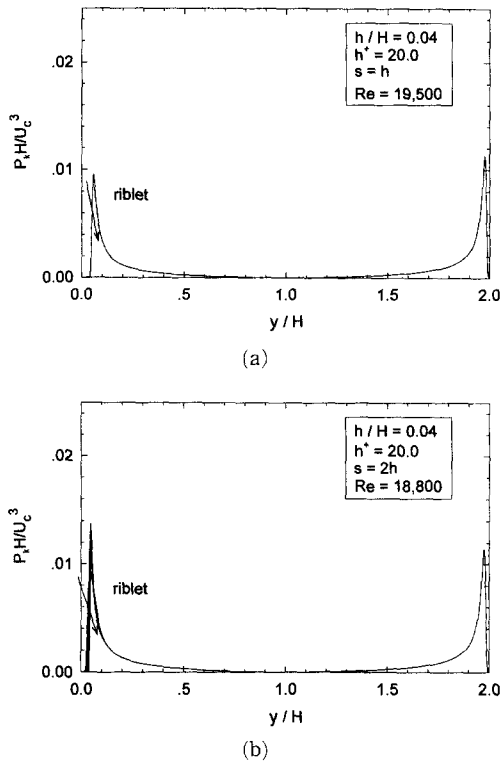


Fig. 10 Turbulent energy production profiles.

중심면 상에서의 난류에너지 및 난류에너지 생산량의 최대 위치 및 크기가 반대편 매끄러운 평판에서와는 상당히 다른 거동을 나타내고 있다. 이러한 본 모델 계산에 의해 예측결과는 Choi 등⁽⁷⁾의 DNS 결과와도 상당히 잘 일치하고 있다.

5. 결 론

리브렛 주위의 난류유동을 2-방정식 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하여 수치해석함으로써, 기존 난류모델의 의한 예측성능의 문제점을 규명하고, 또한 리브렛에 의해 야기되는 물리적인 현상을 파악하였다. 본 연구에서는 리브렛은 두께를 갖지 않는 이상적인 리브렛으로 가정하고, 난류모델로는 Launder & Sharma(LS)의 $k-\epsilon$ 난류모델을 이 모델이 검증된 여러 가지 2차원 유동 예측 성능에 영향을 주지 않는 범위 내에서 다소 수정하여 사용하였다. 즉, 본 연구에서는 원래의 LS 모델의 난류에너지 소산율 방정식에 부가되는 부가항 중에서 교차 미분항을 제외시키는 수정모델을 제안하였다.

연구결과, 원래의 LS 모델에 비해 본 연구에서 제안한 모델은 리브렛 주위 난류유동의 예측성능을 크게 개선시키는 것으로 나타났다. 또한, 항력저감 메커니즘으로 2차 유동의 효과는 그다지 크지 않고, 리브렛 바닥면(valley)에서의 마찰항력 감소가 리브렛 정상 부근에서의 마찰항력 증가를 상쇄시키기에 충분한 경우 항력 저감이 생길 수 있다는 사실로 나타났다. 이와 함께, 속도 및 난류량의 변화는 리브렛 부근에서만 발생되며, 항력저감인 경우 리브렛 쪽의 난류에너지 및 레이놀즈 전단응력도 감소되는 등 리브렛면 주위의 유동 예측 결과는 전반적으로 최근의 DNS 결과와도 잘 일치하고 있음이 확인되었다.

후 기

본 연구는 포항공대 첨단유체공학센터(AFERC)를 통한 한국과학재단 우수연구센터 연구비 지원(No. : AF9611-13, AF9711-13)에 의하여 이루어졌으며, 이에 감사드린다.

참고문헌

- (1) Wilkinson, S.P., Anders, J.B., Laxos, B.S. and Bushnell, D.M., 1988, "Turbulent Drag Reduction Research at NASA Langley: Progress and Plans," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 9, No. 3, pp. 266~277.
- (2) Coustols, E. and Savill, A.M. 1992, "Turbulent Skin-Friction Drag Reduction by Active and Passive Means," In *Special Course on Skin Friction Drag Reduction* (ed. J. Cousteix), *AGARD Rep.* 786.
- (3) Walsh, M.J., 1982, "Turbulent Boundary Layer Drag Reduction using Riblets," *AIAA Paper No.* 82-0169.
- (4) Walsh, M.J., 1980, "Drag Characteristics of V-groove and Transverse Curvature Riblets," In *Viscous Drag Reduction* (ed. G.R. Hough), AIAA.
- (5) Robert, J.P., 1992, "Drag Reduction: An Industrial Challenge," In *AGARD-VKI, Special Course on Skin Friction Drag Reduction*, Brussels.
- (6) Chu, D.C. and Karniadakis, G.E. M., 1993, "A

- Direct Numerical Simulation of Laminar and Turbulent Flow over Riblet Mounted Surfaces," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 250, pp. 1~42.
- (7) Choi, H., Moin, P. and Kim, J., 1993, "Direct Numerical Simulation of Turbulent Flow over Riblets," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 255, pp. 503~539.
- (8) Khan, M.M. S., 1986, "A Numerical Investigation of the Drag Reduction by Riblet-Surfaces," *AIAA Paper No. 86-1127*.
- (9) Launder, B.E. and Ying, W.M., 1973, "Prediction of Flow and heat Transfer in Ducts of Square Section," *Proc. Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 187, pp. 455~461.
- (10) Launder, B.E. and Li, S.P., 1993, "On the Prediction of Riblets Performance with Engineering Turbulence Models," *Applied Scientific Research*, Vol. 50, pp. 283~298.
- (11) Launder, B.E. and Sharma, B.I., 1974, "Application of the energy dissipation model of turbulence to the calculation near a spinning disc," *Letter in Heat and Mass Transfer*, Vol. I, pp. 131~138.
- (12) Launder, B.E. and Li, S.P., 1993, "On the Prediction of Flow over Riblets via 2nd-Moment Closure," *Near-Wall Turbulence Flows*, edited by R.M. C. So, C.G. Speziale and B.E. Launder, Elsevier, Amsterdam, pp. 739~748.
- (13) Jones, W.P. and Launder, B.E., 1972, "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 301~314.
- (14) 명현국, 1992, 범용 열유체역학 프로그램에 관한 기본 연구, KIST 보고서 (UCE 1196-4675-1).
- (15) Li, S.P., 1992, "Predicting riblet performance with engineering turbulence models," Ph. D. Thesis, Dept. of Mechanical Eng., UMIST.
- (16) Benhalilou, M., Anselmet, F., Liandrat, J. and Fulachier, L., 1991, "Experimental and Numerical Investigation of a Turbulent Boundary Layer over Riblets," *Proc. 8th Symp. on Turbulent Shear Flows*, Sep. 9-11, 1991, Munich, pp. 18.5.1~18.5.6.