

HYPRフロントミキシングダクト内混合流の数値解析

平井健二、児玉秀和（石川島播磨重工業）
田村敦宏、菊地一雄、野崎理（航技研）

Analysis of mixing flow in front-mixing duct of HYPR engine

by

Kenji Hirai, Hidekazu Kodama (IHI)
Atsuhiko Tamura, Kazuo Kikuchi, Osamu Nozaki (NAL)

ABSTRACT

An axisymmetric Navier-Stokes code was developed to analyze mixing flow in a duct for a turbo-ramjet engine. The three-step Runge-Kutta scheme is used to drive the solution toward a steady state. The Lam-Bremhorst Low-Reynolds number $k-\epsilon$ model was used to simulate the effect of turbulence on mixing phenomenon. An experiment using a scaled model duct was conducted to validate the numerical code. The predictions of mixing, mass flow and unsteady pressure fluctuation are mainly compared with the experimental data because they are key issues for the design of the duct. Comparison with experimental data indicated that computed results successfully captured important features of mixing flow phenomenon for steady state.

1. はじめに

超音速機用推進システム^{1,2)}は、マッハ数0-3ではターボファンエンジンとして作動し、マッハ数2.5-5ではターボラムジェットエンジンとして作動する。したがって、作動中に2つのエンジン形態を切り換える必要があり、そのために通常のエンジンにはない特有の要素を持つことになる。フロントミキシングダクトもその1つであり、ここではファンにより加圧された空気（ファン空気）とエンジン入口の空気（ラム空気）とが混合し、後流に位置するラム燃焼器へと流入する（図1参照）。上記の2つの空気流量の比は、切り替え動作の進行に伴いさまざまな値をとり、混合の

様子も変化する。

フロントミキシングダクトの設計において重要な要素は、1)ダクト出口までにどの程度ミキシングが進行するか（後流のラム燃焼器の性能に影響する）、2)2つの流路のそれぞれの流量はどうなるか（特にファンからの流量はファンのストールに影響する）、3)流路内の非定常圧力振動はどの程度あるか（各構成要素にかかる力となる）、4)切り替え初期に逆流がないか（エンジン全体のシステムに影響する）である。ここでは、次項で述べる数値解析ソフトを用いて、上記1)~3)についてどの程度の予測が可能であるかを、試験データと比較して考察する。

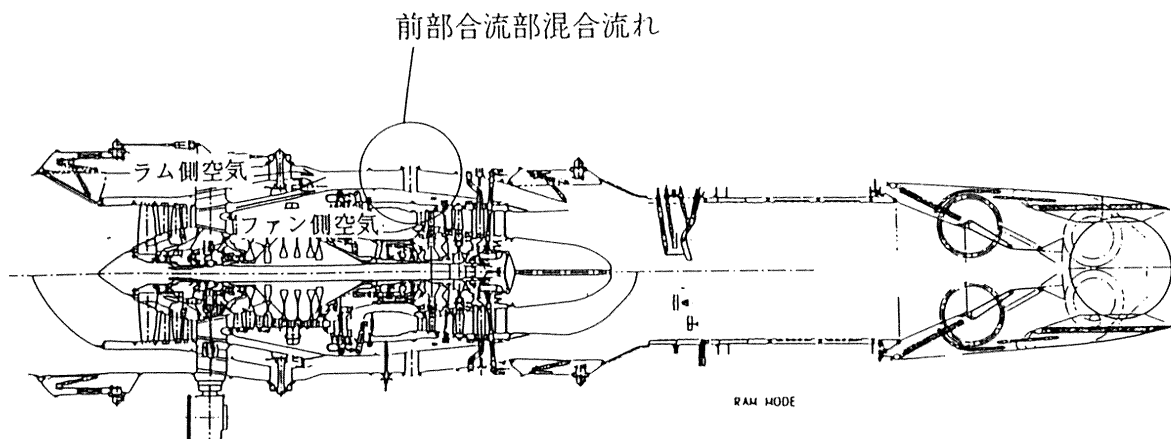


図1 超音速機用推進システム（可変サイクルエンジン）

2. 数値解析手法

基礎方程式として下記の軸対称準3次元の圧縮性ナビエ・ストークス方程式を用いた。

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{\partial H}{\partial z} + R = -\frac{1}{r} \frac{\partial F'}{\partial r} + \frac{\partial H'}{\partial z} + R' = 0$$

ここで、

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho v_r \\ \rho v_z \\ r p v_\theta \\ \rho e_T \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} r \rho v_r \\ r(\rho + \rho v_r^2) \\ r \rho v_r v_z \\ r^2 \rho v_r v_\theta \\ r(\rho e_T + p) v_r \end{bmatrix}, H = \begin{bmatrix} \rho v_z \\ \rho v_z v_r \\ p + \rho v_z^2 \\ r \rho v_z v_\theta \\ (\rho e_T + p) v_z \end{bmatrix}, R = \begin{bmatrix} 0 \\ -(\rho + \rho v_\theta^2)/r \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$F' = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{rr} \\ \tau_{rz} \\ r^2 \tau_{r\theta} \\ F'_5 \end{bmatrix}, H' = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{zz} \\ \pi_{zz} \\ r \tau_{\theta z} \\ H'_5 \end{bmatrix}, R' = \begin{bmatrix} 0 \\ -\pi_{\theta\theta}/r \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

ただし、

$$F'_5 = r(\pi_{rr} v_r + \tau_{r\theta} v_\theta + \tau_{rz} v_z - Q_r)$$

$$H'_5 = \tau_{zz} v_r + \tau_{\theta z} v_\theta + \pi_{zz} v_z - Q_z$$

$$\pi_{rr} = \sigma_{rr} + p, \sigma_{rr} = -p + 2(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{1}{r} \nabla \cdot \vec{v} \right)$$

$$\pi_{\theta\theta} = \sigma_{\theta\theta} + p, \sigma_{\theta\theta} = -p + 2(\mu + \mu_t) \left(\frac{v_r}{r} - \frac{1}{3} \nabla \cdot \vec{v} \right)$$

$$\pi_{zz} = \sigma_{zz} + p, \sigma_{zz} = -p + 2(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} - \frac{1}{3} \nabla \cdot \vec{v} \right)$$

$$\tau_{\theta z} = \tau_{z\theta} = (\mu + \mu_t) \frac{\partial v_\theta}{\partial z}$$

$$\tau_{rz} = \tau_{zr} = (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right)$$

$$\tau_{r\theta} = \tau_{\theta r} = (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} \right)$$

$$q_r = -\gamma \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \theta}{\partial r} = -C_p \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial r}$$

$$q_z = -\gamma \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial \theta}{\partial z} = -C_p \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial z}$$

$$\theta = \theta_T - \frac{1}{2} (v_r^2 + v_\theta^2 + v_z^2)$$

式中の記号については、密度 ρ 、速度 v (添え字 r, θ, z はそれぞれ半径方向、円周方向、軸方向を表す)、圧力 p 、比熱 C_p 、比熱比 γ 、エネルギー e_r 、内部エネルギー e 、静温 T 、プラントル数 Pr 、粘性係数 μ (添え字 t は乱流を表す) である。

乱流モデルとして下記のLam-Bremhorstの低レイノルズ数型 $k - \epsilon$ を用いる。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho k v_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho k v_z)}{\partial z} = G + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right) - \rho \epsilon$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho \epsilon v_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho \epsilon v_z)}{\partial z} = C_{\epsilon 1} f_1 \frac{\epsilon G}{k} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right) - C_{\epsilon 2} f_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k}$$

ただし、

$$G = \mu_t \left(2 \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \frac{v_r^2}{r^2} + \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} \right)^2 \right)$$

$$\mu_t = C_\mu f_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}$$

$$f_\mu = (1 - \exp(-0.0165 R_\mu)) \left(1 + \frac{20.5}{R_\mu} \right)$$

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0.05}{f_\mu} \right)^3, f_2 = 1 - \exp(-R_f^2)$$

$$R_k = \frac{\rho k^2}{\mu \epsilon}, R_\mu = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu}$$

$$C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3, C_{\epsilon 1} = 1.44, C_{\epsilon 2} = 1.92$$

式中の記号については乱流エネルギー k 、散逸率 ϵ 、壁面からの距離 y である。

解法としては3段階ルンゲ・クッタ法を適用し、陽的に解いている。また、対流項は2次精度中心差分に2次と4次の人工粘性を加えて評価し、粘性項は2次精度中心差分で評価している。定常状態の計算時には、収束を加速するために局所時間刻みを用いる。

3. モデル試験

モデル試験装置の構造と計測仕様を図2に示す。

試験条件については、切り替え初期にあたるラム空気/ファン空気流量比0.0から、切り替え後期にあたる流量比1.6までの範囲とした。

計測については、ミキシングの進行と流量を把握するために、入口での全圧と全温測定を行い、断面AからEでのトラバース装置による定常全圧計測と静圧孔による定常壁圧計測を行った。また、流量比0.0の場合のみについて、非定常圧力振動の計測を、壁面A及びBの位置でクーライトを用いて行った。切り替え初期の逆流の有無の判定については、タフトによる可視化により、実施した。

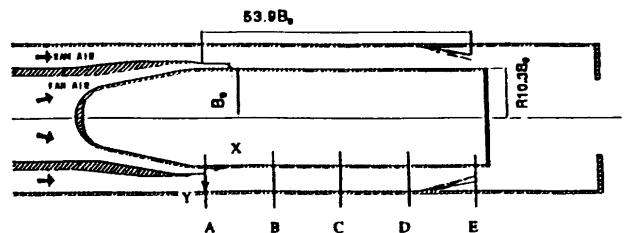


図2 モデル試験装置の構造および計測仕様

4. 結果

計算概要

計算領域はファン空気側とラム空気側の2領域に分け、接続境界で格子点を共有している。格子点数は基本的にファン空気側に 100×30 点、ラム空気側に 100×50 点である(図3参照)。ただし、格子点数の影響を見るために各方向2倍の格子点数での計算を実施し、解の精度に影響が少ないことを確認した。境界条件として、入口で全温、全圧、流入角を与え、出口で静圧を与えており、壁面はノンスリップ条件としている。接続境界上では、各変数を線形補間して与えた。流量比としては0.0、0.8、1.6の3ケースについて計算を実施した。

ミキシング予測

3ケースの流量比でのマッハ数線図を図4に、断面AからEでの速度分布について、試験値と予測値の比較を図5に示す。流量比0の場合は断面Cでほぼ平坦な速度分布までミキシングが進行している一方、流量比1.6の場合は断面Eでも若干速度分布が残っている様子が試験結果から読みとれる。本計算コードによる予測値は、どの流量比でもミキシングの様子を定量的に再現していることが分かるが、予測値の方がやや早めにミキシングが進行する結果となっている。この原因としては、ファンダクト内壁の境界層が試験値よりも厚く見積られている(図5参照)のために、ファンからの流れが混合層側に曲げられてミキシングを促進しているということが考えられる。

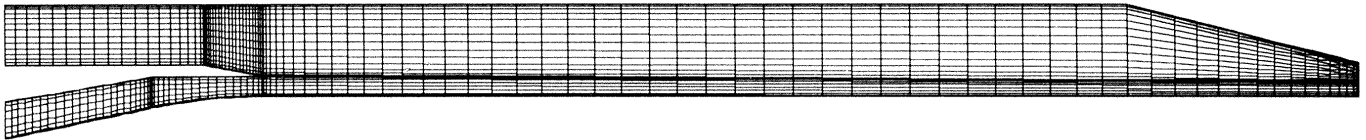
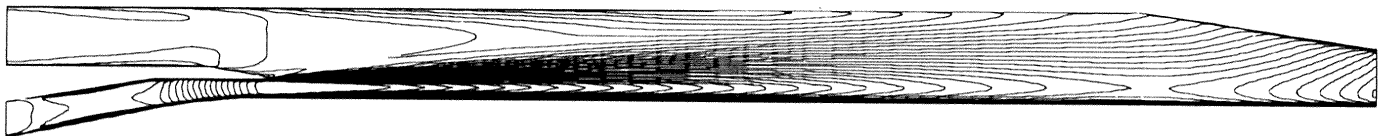


図3 計算格子



(a) 流量比0.0

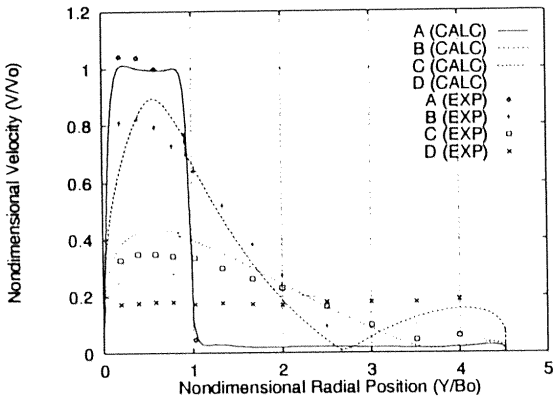


(b) 流量比0.8

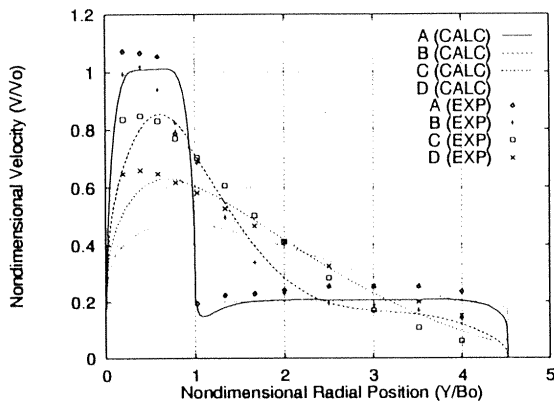


(c) 流量比1.6

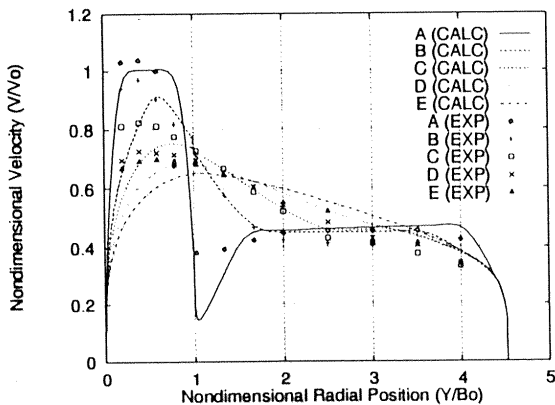
図4 等マッハ数線図



(a) 流量比0.0



(b) 流量比0.8



(c) 流量比1.6

図5 速度分布

流量予測

各流量比での流量予測を図6に示す。ファン空気を小さめに予測する傾向があるものの、全体的に見ると、流量予測精度については全ケースで約±10%であり、設計ツールとしての有用性は確認された。

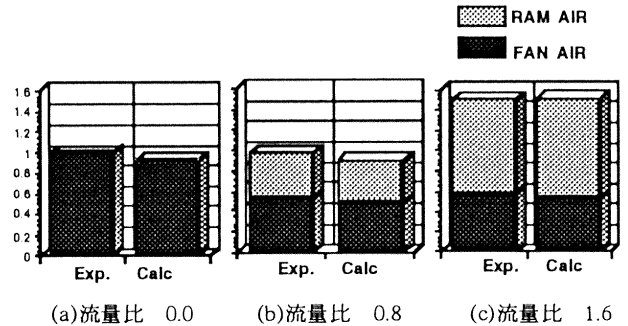


図6 流量予測

また、図7-(1)に示すように流入部の計算領域を拡大して計算を実施した(CASE 2)ところ、ファン空気流量がさらに小さく見積られる結果となった(図8)。計算結果を詳細に見ると、ファンダクト内壁の境界層が厚く評価されており、そのために流量が小さくなっていると思われる。ファンダクト内壁は鈍頭ノーズに沿う加速流によって境界層発達が抑制されているはずであり、計算ではその効果を正しく再現できていないと予想される。再現できない原因としては、乱流モデルの性能や計算スキームの問題などが考えられ、今後の改善が必要である。

また、合流部の仕切り板の後縁部の厚さを考慮した計算も実施した結果(CASE 3、図7-(2))、ラム空気流量がオリジナルの計算よりも数%減少した(図8)。これはウェイクが厚くなり圧力損失が増えたために、出口での全圧が減少し、その結果流量に影響が現われたものと考えられる。ラム空気流量の減少が大きく、ラム/ファン空気流量比はオリジナルの計算値1.89から、試験値1.63に近い1.64という値まで改善された(図9)。

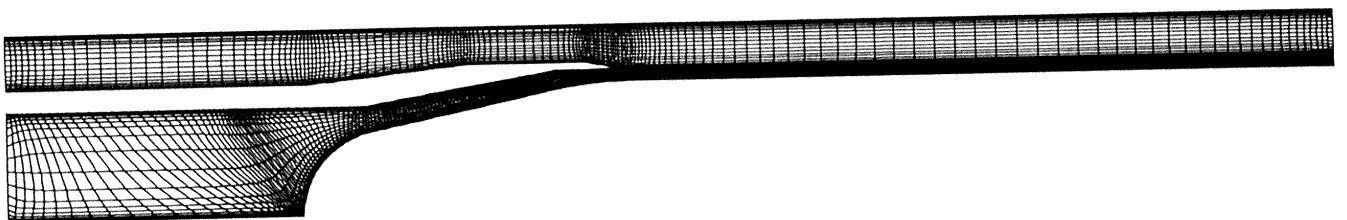


図7-(1) 計算領域の変更箇所(CASE 2)

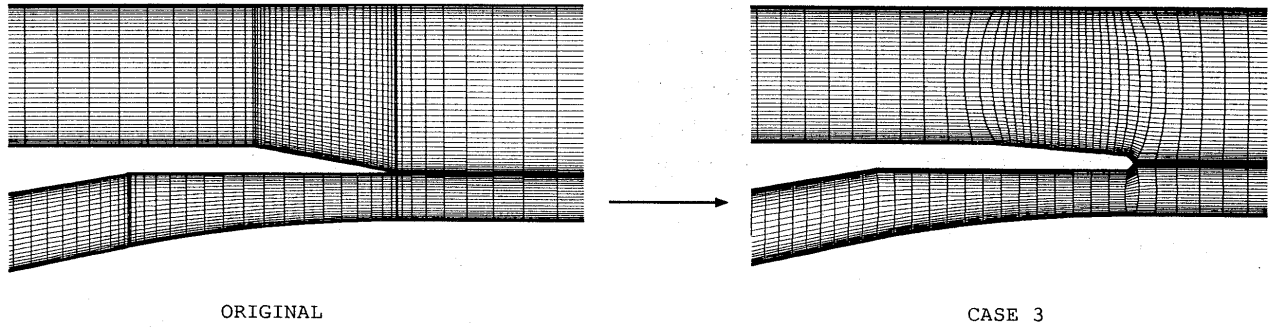
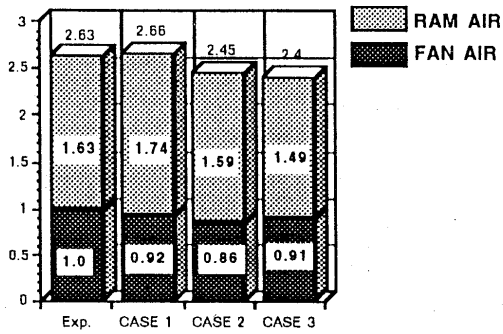


図7-(2) 計算領域の変更箇所(CASE 3)

非定常空気力予測



CASE 1: オリジナルの格子
 CASE 2: 鈍頭ノーズを含めた格子
 CASE 3: 分離板の後縁部厚さを考慮した格子

図8 流量予測

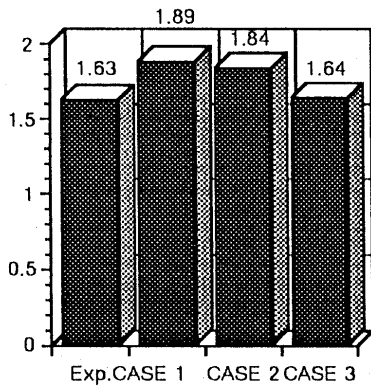


図9 流量比予測

図10に示すように、流量比0.0の場合の流線を見ると、ラムダクト側に大きな渦が形成されていることが分かる。この渦に代表されるように、流路内の渦による圧力振動がどの程度なのかを設計上把握しておく必要がある。

モデル試験の結果、断面Bでの圧力振動は定常圧力の最大5%程度であり、エンジン構成要素には大きな影響がないことが確認された。定常計算と同じ境界条件のまま、数値解析によりこの圧力振動の再現を試みたが、圧力振動は1%未満(図11)であり、渦による圧力変動はこの程度だと推測される。試験で得られた5%の振動は他の原因によるものと考えられ、非定常現象を扱えるような境界条件を今後導入して数値解析を実施していく必要がある。

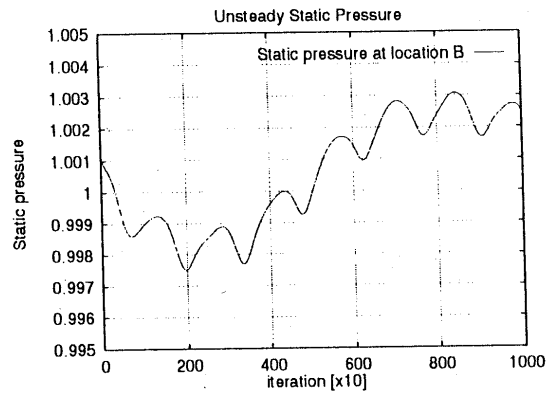


図11 圧力振動(壁面B)

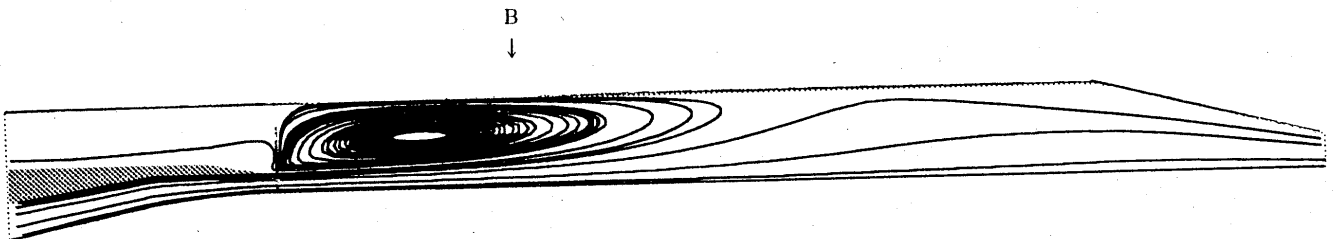


図10 流線図(流量比0.0)

5.まとめ

本数値解析手法により、フロントミキシングダクト部の流れについて、定常性能を定量的に予測できることを確認できた。また、ミキシング性能予測において、予測精度に影響のある解析条件についての知見を得た。しかし、非定常性能の予測は、境界条件の与え方について今後の改善が必要である。

参考文献

- (1) Miyagi,H., Miyagawa,H. et al., "Combined Cycle Engine Research in Japanese HYPR project", AIAA95-2751, 1995.
- (2) Miyagi,H., Miyagawa,H et al., "Research and Development Status of Combined Cycle Engine Demonstrator", 第2回 超音速輸送機用推進システム 国際シンポジウム 予稿集, pp.237-244, 1995.
- (3) Lam,C.K.G. and Bremhorst,K., "A modified form of the k-e model for predictig wall turbulence" , J.Fluid. Engng., Vol.103, pp.456-460,1981