トルクコンバータのタービンバイアス角が流れと性能に及ぼす影響*

江尻英治^{*1}, 久保賢明^{*1}Influence of the Turbine Bias Angle of a Torque Converter
on Flow and Performance

Eiji EJIRI and Masaaki KUBO

The turbine bias angle, one of the major design parameters of a three-element automotive torque converter, is investigated in terms of its influence on internal flow and performance. The internal flow through the three elements of a torque converter at a speed ratio of 0.8 is computed using a three-dimensional CFD code. The flow field within the turbine blade passage is analyzed in detail for three turbines with different bias angles. The results show that a large friction loss or deceleration loss is generated in a turbine with an excessively small or large bias angle, leading to performance deterioration. A correlation is also seen between the overall torque converter efficiency and the turbine efficiency. The computed overall efficiency and the secondary flow pattern near walls of the turbine passage agree well with the tendencies of the experimental results obtained using actual machines in terms of the bias angle.

Key Words: Hydraulic Transmission, Computational Fluid Dynamics, Turbomachinery, Torque Converter, Turbine Bias Angle, Efficiency

1. はじめに

トルクコンバータは自動車の自動変速機の中で、エンジンの動力を主変速機へと伝える流体機械であるが、エンジンのトルク変動を減衰させ、かつ入出力回転数の違いに応じて外部からの制御なしにトルクを可変増幅するなどの機能をもった流体継手である。その流体性能は車両の燃費や動力性能に大きな影響を与えるため、従来より内部流れを調べる試みが行われてきた。

実験的なアプローチとしては、五孔ピトー管を3要素間に設置して要素性能を評価したもの⁽¹⁾、ホットフィルムを用いてポンプ直後の非定常流を計測したもの⁽²⁾、レーザドップラー流速計を用いてタービンやステータ内の流速計測を行ったもの⁽³⁾⁽⁴⁾、油点法に類似した方法によってポンプやタービン羽根車の翼面上の流れを可視化したもの⁽⁵⁾などがある。しかし、トルクコンバータ内の流路は三次元的に大きくねじれた複雑な形状となっていること、近接する三つの羽根車がそれぞれ異なる回転数で回転する構造となっているこ

と、3要素は回転する密閉容器の中で閉じた流路を形成していること、などの理由によりその内部流れの計測は容易でなく、流動現象の詳細まで計測され一般化された知見が得られているとは言い難い。

一方、最近では計算機や計算スキームの進歩により Navier-Stokes 方程式を数値計算によって解くアプローチ (CFD) が盛んに行われてきており、与えられた条件の下で要素単独の流れを計算したもの⁽⁶⁾⁽⁷⁾、3要素を循環する流れを計算したもの⁽⁸⁾⁽⁹⁾がある。これらの結果の中には、二次流れや境界層はく離などの可視化実験結果を定性的によく説明しているものも多く、貴重な知見が得られ始めている。しかしながら、一般的にいてこれらの手法は、格子生成や計算に多大な工数を要するものであり、著者らの知る限りにおいては実機の設計検討に活用されている例はまだ少ないようである。

実用的なトルクコンバータの設計法としては、3要素の入口・出口の翼角度を決めるための基準点設計法⁽¹⁰⁾、ステータの逆問題設計法⁽¹¹⁾や圧力バランス解析法⁽¹²⁾⁽¹³⁾などがある。特に、文献(12)、(13)ではタービンのバイアス角がトルクコンバータの全体性能、特に伝達効率に及ぼす強い影響が報告されており、注目に値する。ただし、両方の文献とも基本的には軸対

* 1995年10月26日 第35回ターボ機械協会講演会において講演、原稿受付 1997年1月13日。

^{*1} 正員、日産自動車(株) (〒237 横須賀市夏島町1)。

称の一樣流の仮定において子午面上シェルからコアに向かう方向の圧力のアンバランスを評価し、翼形状の優劣を判断しているため、回転場にある複雑な三次元流路内の流れのメカニズムが明確にされているわけではない。

本報では、3要素を循環する三次元流れの数値解析を行うことによって、タービンのバイアス角が流れと性能に及ぼす影響を調べた。すなわち、バイアス角の異なる3種のタービンを用いて、(1)タービンのバイアス角がタービン流路内の圧力分布、速度分布や損失発生に及ぼす影響、(2)タービンのバイアス角によるトルクコンバータ全体性能とタービンの要素性能の変化、についての解析を行った。さらに実機による実験を行い、数値解析結果の妥当性について検討を行った。

2. おもな記号

E : 比エネルギー

e : 速度比 $= N_2/N_1$

I : ロータルピー

N : 回転数

P : 静圧

P_T : 全圧

s : 子午面のデザインパス(流路面積を二等分する曲線)に沿う距離(始点は図1におけるタービン入口上流の格子開始位置、終点はタービン出口下流の格子終了位置)

T : トルク

t : トルク比 $= T_2/T_1$

U : 羽根車周速度

V : 絶対速度

W : 相対速度

α_B : タービンバイアス角(図3参照)

η : 効率

ρ : 密度

ν : 動粘度

ω : 回転角速度

添字

0: ポンプ出口のデザインパス半径位置、または性能比較における基準

1: ポンプ

2: タービン

3: ステータ

c : 循環方向(子午面上でシェルからコアへ向かう格子線に垂直の方向)

θ : 周方向

*: 無次元化

(i, j)

$i=1$: ポンプ

2: タービン

3: ステータ

$j=1$: 入口

2: 出口

3. トルクコンバータ性能と内部流れ解析

3.1 要素性能 自動車用トルクコンバータは図1に示すように、ポンプ、タービンおよびステータの3要素から構成されており、ここで要素性能として効率およびロータルピーで評価する。

3.1.1 効率 全体効率 η は入力パワーに対する出力パワーの比であって、次の式で表される。

$$\eta = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2 N_2}{T_1 N_1} = te \quad (1)$$

これを流体要素の一次元の代表流線上で考えれば、入口出口の圧力、速度で次のように表せる。

$$\eta = \frac{-U_{2,2} V_{\theta 2,2} + U_{2,1} V_{\theta 2,1}}{U_{1,2} V_{\theta 1,2} - U_{1,1} V_{\theta 1,1}} \quad (2)$$

次にポンプ、タービンの要素効率を、同様にして一次元の代表流線上で表せば、

$$\eta_1 = \frac{(P_{T1,2} - P_{T1,1})}{\rho(U_{1,2} V_{\theta 1,2} - U_{1,1} V_{\theta 1,1})} \quad (3)$$

$$\eta_2 = \frac{\rho(-U_{2,1} V_{\theta 2,1} + U_{2,2} V_{\theta 2,2})}{(P_{T2,1} - P_{T2,2})} \quad (4)$$

となり、ステータの要素効率 η_3 を以下のように定義し、

$$\eta_3 = 1 - \frac{(P_{T3,1} - P_{T3,2})}{(P_{T1,2} - P_{T1,1})} \quad (5)$$

$P_{T1,2} = P_{T2,1}$, $P_{T2,2} = P_{T3,1}$, $P_{T3,2} = P_{T1,1}$ とすれば、式

Fig. 1 Cross-sectional view and computational grid

(2)の全体効率 η は次のようになる。

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \quad \dots\dots\dots (6)$$

3・1・2 ロータルピー ロータルピー I は次の式

(7)で表され、これを用いて発生損失を見積もる。

$$I = \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} W^2 - \frac{1}{2} U^2 \quad \dots\dots\dots (7)$$

タービンの入口を基準としたロータルピー変化を ΔI 、 ΔI をタービンの入口から出口までの理論比エネルギー降下 ΔE_2 で無次元化して $(\Delta I)^*$ とする。

$$(\Delta I)^* = \frac{\Delta I}{\Delta E_2} \quad (<0) \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\Delta E_2 = U_{2,1} V_{\theta 2,1} - U_{2,2} V_{\theta 2,2} \quad \dots\dots\dots (9)$$

結局、タービンの要素効率とタービン全体の無次元ロータルピー変化 $(\Delta I_2)^*$ の関係は次のようになる。

$$\eta_2 = \frac{1}{1 - (\Delta I_2)^*} \quad \dots\dots\dots (10)$$

なお、三次元の数値解析結果から上述の要素効率やロータルピーを求めるときには、断面内で圧力や比エネルギーを流量積分した平均値を用いる。

3・2 数値解析手法 内部流れの計算には有限体積法のはん用流体解析コード STAR-CD⁽¹⁴⁾を用いる。乱流モデルは標準 $k-\varepsilon$ モデルを使用し、壁近傍の速度分布は壁関数で近似する。計算格子の作成例を図1に示すが、トルクコンバータ各要素の計算領域は一つの翼間流路であり、翼のない部分の周方向境界には周期境界条件を与える。

初期条件として適当な循環流量を仮定して計算を始めるが、3要素を順次流れ方向に解いていく場合の要素間の情報の受渡しは図2の矢印で示すように行う。すなわち、各イタレーションで計算された圧力(境界条件を流速で与えている境界)または流速(境界条件を圧力で与えている境界)を周方向に流量平均し、これと対向する要素境界面で次のイタレーションでの境界条件として与える。この操作を循環流量が収束するまで繰返す。

本報の計算では、計算格子数は全部で約170000で、3方向の分割格子数は、(周方向×スパン方向×主流方

向)とすると、ポンプ、タービンでは $26 \times 30 \times 80$ 、ステータでは $28 \times 30 \times 50$ となる。計算にEWS(SGI社のINDIGO 2-IMPACT)を用いた場合、1ケースあたりのCPU時間は約12hである。

3・3 トルクコンバータ翼形状 計算および実験に用いる呼び径(外径) $\phi 236$ のトルクコンバータの子午面形状は図1に示されるように偏平形状となっている。3要素の入口・出口の翼角度および翼枚数を表1に示す。翼角度は子午面となす角度で定義され、回転方向をマイナスにとってあり、例えばポンプは前方湾曲羽根をもった羽根車を意味する。タービンの入口から出口への翼角度分布は文献(10)に示される方法で設計されており、入口・出口での翼角度はシェル(流路外周面)からコア(流路内周面)にかけて一定としてある。

本報で問題にするバイアス角とは図3に示すように羽根車を正面から見たときに、翼後縁を含む直線がシェル上の翼後縁と羽根車の回転中心を結ぶ直線となす角度で定義される設計パラメータである。ここではバイアス角だけの影響を調べるために、図3に示すように他のパラメータを同一にした3種のバイアス角をもつタービン(A、BおよびC)を設定し、同一のポンプ、ステータと組合せ3要素を通る流れを計算した。タービンA、BおよびCを組み込んだトルクコンバータをそれぞれトルクコンバータA、BおよびCと呼ぶことにする。

3・4 計算条件 計算はトルクコンバータの実用上の伝達効率を代表すると考えられる速度比0.8を選

Table 1 Specification of three elements

Element	Inlet Angle	Exit Angle	Blade Number
Pump	4 0°	- 3 0°	3 1
Turbine	- 6 0°	6 0°	2 9
Stator	- 3 0°	- 6 0°	2 0

Fig. 2 Interface boundary conditions

Fig. 3 Test turbine blades

Fig. 4 Static pressure distribution

Fig. 5 Circulatory velocity distribution

んだ ($N_1=2000$ rpm, $N_2=1600$ rpm). この場合、ポンプ外径とその周速度を基準としたレイノルズ数の典型的な値は $Re=5.4 \times 10^5$ である。なお、作動流体の密度は $\rho=820$ kg/m³、動粘度は $\nu=1.08 \times 10^{-5}$ m²/s である。

4. 解析結果および考察

4.1 静圧および循環流速の分布 図4にタービンA～Cについて、タービンの入口、中間部および出口の3断面(図1に位置を示す)におけるシェルからコアまでの周方向に平均された静圧分布を示す。静圧はポンプ入口の平均静圧 P_{11} を差引いてからポンプ出口のデザインパス上の周速度で無次元化してある。

バイアス角の相違によってタービンAはタービンCに比べて、翼はコアに近づくほどシェルよりも回転方向に進んでいる。したがって半径方向の圧力平衡から考えて、明らかにタービンAではコア近くの圧力がタービンCよりも高いはずであり、逆にタービンCではシェル近くの圧力はタービンAよりも高いはずである。またタービンBの圧力はタービンA、Cの間の値を示すはずである。この傾向は図4における入口、中間部および出口の3断面のいずれにおいても確認される。

図5(a)～(c)にトルクコンバータA～Cについて、タービンの入口、中間部および出口におけるシェルからコアまでの周方向に平均された循環流速分布を示す。循環流速はポンプ出口のデザインパス上の周速度で無次元化してある。

循環流速分布は一つの断面だけでは決まらず、その上流あるいは下流との圧力こう配の影響を受ける。ポンプ出口からの流出条件がほぼ同じであれば、タービン入口において翼スパン上圧力が低いところは増速される傾向があるから、タービンAではコア側の流速がタービンCより低く、シェル側ではその反対になるはずである。一方、タービン出口においては下流のステータの条件がほぼ同じならば、コア側で圧力が高いタービンAはタービンCよりも流速が高く、シェル側では流速が遅くなる。これらのことは本計算で求めた図5で定量的に確認されている。

4.2 タービン内損失 タービンA～Cについて、タービン入口を基準とした無次元ロータルピー変化 $(\Delta I)^*$ の、入口から出口までの分布を式(8)から計算して図6に示す。 s^* は s を s の全長で無次元化した距離を示す。 $(\Delta I)^*$ のこう配が大きい部分ほど大きな損失が発生していると考えられるので、これを明確にするため、 $-d(\Delta I)^*/ds^*$ を図7に示す。図7に示すように、損失発生パターンの違いによって入口から出口まで次の3区間に分けて考える。

4.2.1 入口部 ($s^*=0 \sim 0.1$) いわゆる衝突損失と呼ばれる損失が発生しており、図7においてはタービンCでの損失発生が最も大きい。図8にタービン入口のコアからシェルにかけての流れ角分布を翼角度とともに示す。真の無衝突流入角は一般に入口角よりも数度小さいとされ⁽¹⁵⁾、この場合にはタービンAの流路スパン中央付近からシェル側にかけての流入角が真の無衝突流入角に最も近かったものと考えられる(コア付近の循環流量は比較的少ないので損失への寄

Fig. 6 Non-dimensional rothalpy change

Fig. 7 Non-dimensional rothalpy gradient

Fig. 8 Inlet flow angle

Fig. 9 Circulatory velocity at inlet

Fig. 10 Circulatory velocity at exit

与度は小さい)。逆に、タービン C では流路スパン中央付近からシェル側で真の入射角が最も大きかったと考えられ、これは図 5(a) に示すように他のタービンに比べて循環流速が小さいことによるものである。

4・2・2 前半部 ($s^*=0.1 \sim 0.5$) 図 7 よりタービン A での損失発生が最も大きい。図 9(a)～(c) にタービン入口断面の循環流速分布を示す。タービン A においてはコア側で他のタービンに比べて循環流速が小さく、圧力面および負圧面付近で小さな逆流を発生している。しかし図 5(a), (b) において明らかに、流れはコアに沿って下流に増速されている。増速流では逆流は比較的容易に消滅し、上流で境界層が厚くても圧力損失にはならない。それゆえタービン A で発生している大きな損失は、コア側に比べ

で大きなシェル側の流速と表面積に起因する壁面摩擦損失によるものと考えられる。

4・2・3 後半部 ($s^*=0.5\sim1.0$) 図7より、後半ではタービンCの損失が最も大きい。図10(a)～(c)にタービン出口断面の循環流速分布を示すが、タービンCではコア部負圧面側に逆流を発生している。図5(b), (c)よりタービンCでは流れはコアに沿って下流に減速しており(タービンBはほぼ等速、タービンAは増速)境界層は厚くなり、減速損失ははなはだ大きい。

図11(a), (b)にタービンB, Cの負圧面とシェル面上の圧力分布を示すが、タービンCにおいては主流に直交する、タービンBに比べてより強い圧力こう配の存在が明確に確認できる。なお図11の等高線の数字は、その点の静圧からタービン入口平均静圧 P_{21} を差引き、ポンプ出口デザインパス上の周速度で無次元化したものである。この圧力こう配によって負圧面ではシェル側からより低圧のコア側に二次流れが生じる。

図12および図13にタービンBとタービンCの、入口からおよそ5/8, 6/8, 7/8の三つの位置における流路断面の二次流れの速度の負圧面に沿う方向の成分 W_{suc} (符号はシェルからコアへ向かう方向を正とする)の分布と循環流速 W_c の分布を示す。等高線上の数字の単位はm/sである。図12(a)と図13(a)を比較すると、いずれも負圧面近傍の W_{suc} は下流方向に増加するが、出口近傍ではタービンCの二次流れはタービンBのそれよりも強いことがわかる。次に図12(b)と図13(b)を比較すると、いずれも W_c が極小となる領域が負圧面に発生し、出口近傍(7/8断面)では負圧面とコア面が交差する角部に低エネルギー流体が蓄積するが、この傾向は明らかにタービンCのほうがタービンBよりも顕著である。以上のことから、負

圧面に沿う二次流れはタービンCではコア面の減速損失をさらに増大させることとなり、ついには出口で逆流を発生させていると考えてよい。

図7において出口直後で発生している大きな損失は、圧力面と負圧面の境界層の混合によって生ずる混合損失と考えられ、タービンCで最も大きい。

三つのタービンの中ではタービンBの効率が最も高いことが図6からわかり、バイアス角の最適値が存在することが示唆されている。以上のように、タービンバイアス角はタービン流路内の圧力分布や流速分布に大きな影響を与え、その結果、衝突損失、壁面摩擦損失、減速損失などが変化し、結果的にタービン効率も変化するが示された。

4・3 実験結果との比較 これまでに得られた計算結果の検証を行うため、3要素を試作し、実機実験に供した。

4・3・1 全体性能 トルクコンバータA～Cについて、速度比0.8での η の実験値と η , η_2 の計算値をタービンAの値を基準として無次元化し、 a_B との関係で図14に示す。計算における η は η_2 と相関をもっており、これらの値を極大にする a_B が存在することが示されている。また計算と実験で得られた η の定性的な傾向は比較的良好であって、トルクコンバータ内流れのマクロな特徴は数値解析によってよく把握されていると判断できる。なお効率の計測精度は0.2%である。

4・3・2 翼面近傍の二次流れ 油膜法に類似した方法によって翼面上の流れを可視化した。まず、エポキシ樹脂を主成分とする液体を高温にして翼面に塗布し、一定時間所定の条件で運転して、フローパターンを形成させる。その後、常温に戻して固くなった樹脂面にシリコンゴムを薄く流し込み、シリコンゴムが固まった時点でこれを取り出してフローパターンを転写する。最後にシリコンゴム表面上に顔料を塗って流線を明りょうに浮かび上がらせる。この手法によって運転時間をうまく調整すると、主流の流速が遅い部分は流線パターンが残り、主流の流速が速い部分はそのせん断力で樹脂が流されて流線パターンは形成されにくくなり、両者を識別することができる。

図15(a)～(c)にタービンAとBの圧力面とコア面の可視化結果を示す。タービンAの入口付近においては圧力面のコア付近とコアの負圧面付近(この部分は比較的小さい)に低運動エネルギー領域が観察されるが流路の中間部までに消滅している。これらの領域は図9(a)の計算結果に現れた逆流域と対応しているが、タービンBにはこのような領域は見られない。

Fig. 11 Pressure distribution on suction and shell surfaces

Fig. 12 Velocity distribution in 3 cross sections in turbine B

Fig. 13 Velocity distribution in 3 cross sections in turbine C

図 16(a), (b) にタービン B, C の負圧面とシェル面の可視化結果を示す。図 16(b) には出口付近の負圧面コア部に低運動エネルギー領域が観察され、図 10(c) の計算結果に現れた逆流域と対応しているが、

Fig. 14 Element and overall efficiencies

タービン B にはこのような領域は見られない。なお、図 16 に示されている流線パターンは図 11(a), (b) の等圧線図に対応するものである。

以上、タービン A の入口部およびタービン C の出口部の低運動エネルギー領域が明確に可視化されており、計算結果の妥当性を定性的な実験によって確認することができた。

5. 結 論

自動車用 3 要素トルクコンバータのタービンのバイアス角に着目して三次元の粘性流計算を行い、次のことを明らかにした。

(1) タービンのバイアス角によってタービン入口のシェルからコアにかけての流量分布が変わり、衝突損失が変化する。タービンのバイアス角が過少である

Fig. 15 Visualized flow near pressure and core surfaces

Fig. 16 Visualized flow near suction and shell surfaces

と前半のシェル側で大きな壁面摩擦が発生し、一方過大であると後半のコアで減速損失が大きくなり、ともにタービン内で発生する損失が増大した。

(2) タービンのバイアス角を変化させた場合、タービン効率とトルクコンバータ全体効率の計算値を最大にするバイアス角の最適値が存在した。

(3) 実機による実験の結果、タービンバイアス角による全体性能の変化、および可視化されたタービン流路内流れは計算結果の傾向と一致し、数値計算の妥当性が検証された。

本研究を遂行するにあたり、九州大学 妹尾泰利名誉教授には終始、格別のご指導をいただいた。ここに深く感謝の意を表す。また青木生夫氏には計算に関して、石井好彦氏には実験に関してそれぞれ助力をいただいたことを付記し、あわせてここに感謝する。

文 献

(1) 江尻英治・ほか1名, 機論, **63**-611, B(1997), 2364-2370.

- (2) Browarzik, V., *ASME Paper*, 94-GT-246(1994).
- (3) Brun, K., ほか1名, *ASME Paper*, 95-GT-292(1995).
- (4) 渡辺久志・ほか3名, 自動車技術会学術講演会前刷集, **945**(1994), 137-140.
- (5) Numazawa, A., ほか3名, *SAE Paper*, No. 830571(1983).
- (6) 辻田星歩・ほか2名, 機論, **59**-564, B(1993), 2500-2508.
- (7) By, R. R., ほか2名, *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, **117**(1995), 116-122.
- (8) Fujitani, K., ほか2名, *SAE Paper*, No. 881746(1988).
- (9) Cigarini, M., ほか1名, *SAE Paper*, No. 950673(1995).
- (10) 石原智男・ほか2名, 流体伝導装置の設計, (1967), 61-68, 39, オーム社.
- (11) Ejiri, E., *SAE Paper*, No. 901765(1990).
- (12) Hoshino, A., ほか4名, *Proc. ASME Winter Annu. Meet.*, (1990), 65-70.
- (13) 坂本春雄・ほか2名, 自動車技術会学術講演会前刷集, **911**(1991), 9-12.
- (14) Computational Dynamics Ltd., *STAR-CD Version 2.3 Manual*, (1995).
- (15) 妹尾泰利, ターボ機械, **12**-4(1984), 28-34.