

# マクロからミクロへの熱性能設計 ～CVT内 潤滑油の温度推定について～

浮田 天志\* 渡辺 正樹\* 金 チャドル\*\* 中島 卓也\*

## 抄 録

トランスミッション内の各部品を潤滑し加熱されたオイルは、一部はオイルクーラで冷却され、トランスミッション内に戻り循環される。従来からオイルクーラ出口での油温は推定してきたが、クーラ出口から各部品に供給されるまでに、トランスミッション内部でオイルが受熱・昇温する事が考えられる。本報では、オイルクーラ出口から部品までの潤滑経路における伝熱モデルの策定方法、予測手法、検証結果について報告する。

## 1. はじめに

トランスミッション(以下 TM)の市場での耐久品質を確保するために、TMトータルの発熱熱量を基に、オイルパン、オイルクーラ出口油温等のマクロな設計をしてきた。しかし過去の経験から油温管理をしているにも拘らず、想定以上の部品温度となっているシーンがあることが分かっている。

TM内の各部品の耐久品質を向上させるためには、マクロな目線だけでなくミクロに各部品の温度を推定する必要がある。部品の温度推定に向けた活動の一つとして、部品への供給潤滑油温を推定、検証したので報告する。

## 2. 対象TMと潤滑油温推定範囲

対象TMとしてジャトコの代表的な製品であるJatco CVT8(以下 CVT8)を選定した。潤滑油はCVTの中でもっとも

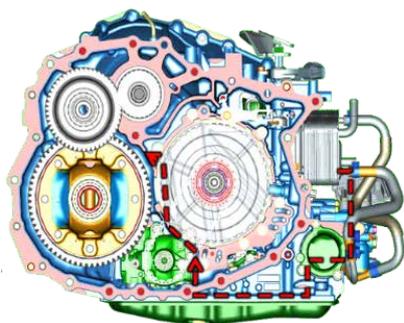


Fig. 1 Flow of lubricant in a side view of the transmission

発熱が大きく温度管理が重要な部品のひとつである、バリエータへの強制潤滑を選定した。対象となる潤滑油路はバリエータへの潤滑を本流とし、各部への潤滑へと枝分かれしている。Fig. 1内の破線はTM側面から見た潤滑油の流れを示している。Fig. 1から潤滑油路を抜き出したものがFig. 2である。これら実際の潤滑油の流れをオイルパンから部品潤滑までの経路をフローで示すとFig. 3であり、部品から部品への潤滑油の受け渡しで各セクションに分けた。(i)は従来推定してきた範囲であるため、今回の対象範囲は(ii)～(v)とした。

## 3. 潤滑油温の予測方法

潤滑油温推定を行うための各セクションでの油温変化量  $dT$  を求める式は下記で求められる。

$$dT = \frac{q}{G \times \gamma \times c} \quad (1)$$

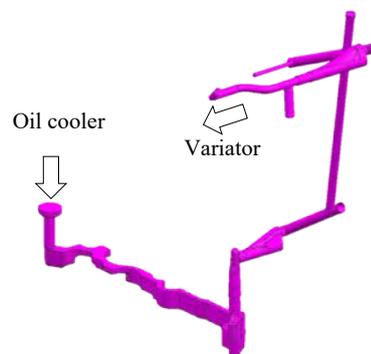


Fig. 2 Lubricant passage of CVT8

\* ユニットシステム開発部 \*\* ジャトコ 韓国エンジニアリング社 システム開発室

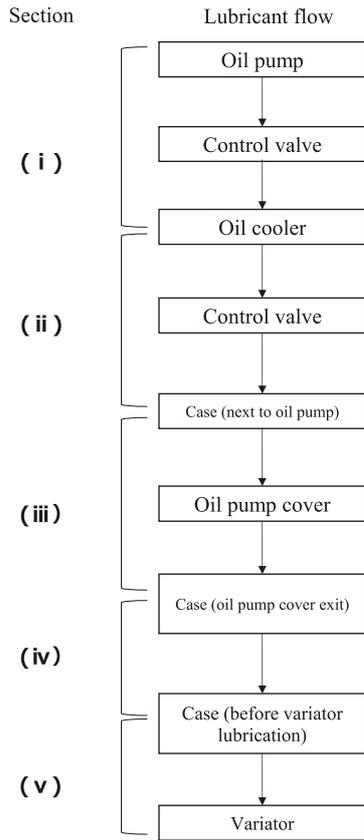


Fig. 3 Lubricant flow path and sectional divisions

dT : 油温変化量  
 G : 潤滑油流量  
 C : 潤滑油比熱

Q : 伝熱量  
 $\gamma$  : 潤滑油密度

油温推定を行うためには各セクションで受ける潤滑油への伝熱量Qを見積もる必要がある。そこでFig. 1, 2の潤滑油路を模式的な形へ落とし込み、潤滑油への伝熱経路を

モデル化した(Fig. 4)。潤滑油が受ける伝熱方法は以下があると考えた。

- I. 発熱体からの伝熱
- II. 油路内壁と油温差による伝熱

I, IIはそれぞれ次のように定義した。

- I. 発熱体からの伝熱  
 発熱体が生じる損失エネルギーが伝わると定義

$$Q = \text{EnergyLoss} \quad (2)$$

本TMで油路に影響のある発熱体部品はオイルポンプが該当する。また、油路はTM内部を通っており、潤滑油より低温となるセクションは無いため、潤滑油路からの放熱は無いとした。

- II. 油路内壁と油温差による伝熱

潤滑油路内の流れは乱流であると考え、円管乱流の伝熱式であるDittus-Boelter式(5)を使用し定義した。

$$Q = A \times h \times (T_s - T_o) \quad (3)$$

$$h = \frac{Nu \times \lambda}{d} \quad (4)$$

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4} \quad (5)$$

A : 油路内壁表面積  
 Ts : 油路内壁温度  
 Nu : ヌセルト数  
 d : 管径  
 Pr : プラントル数

h : 熱伝達係数  
 To : 潤滑油温  
 $\lambda$  : 潤滑油熱伝導率  
 Re : レイノルズ数

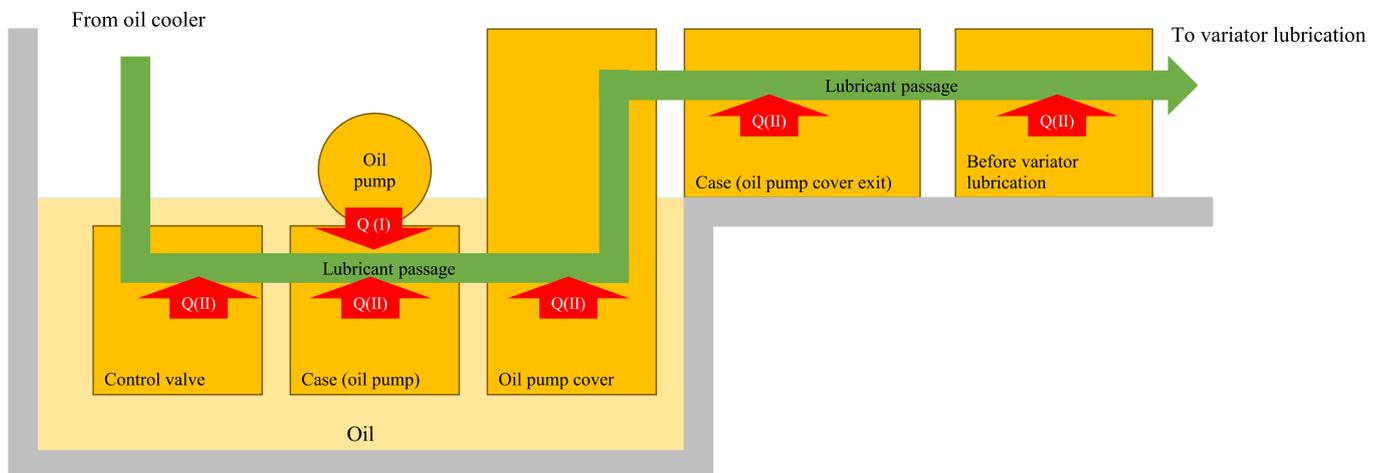


Fig. 4 Model of heat transfer to lubricant

TM内部はオイル攪拌により、オイルパンに溜まったオイルが少なからず飛散している。そのため油路内壁温度は、オイルパン油温と同じと仮定した。

上記の定義式を油路のセクションごとにあてはめ、クーラからバリエータ供給までの潤滑油温変化量推定式を組み立てた。

#### 4. 検証実験

実機を用いて潤滑流量及び各部測温を行い油温変化量推定との比較を行った。実験条件は、推定値との比較のため、温度変化量の因子であるオイルポンプの発熱量、オ

イルパン油温と潤滑油流量を振り検証を行った。なお、オイルポンプ発熱量はオイルポンプの回転数と吐出圧に影響される。

#### 5. 検証結果

各条件において、推定値と実測値の誤差は各部位で最大2.4℃、平均±1.0℃であった。検証した中でオイルポンプの発熱が大きく、オイルパン油温が高い条件であり、クーラ出口からバリエータまでの昇温が最も高くなった結果をFig. 5で示す。

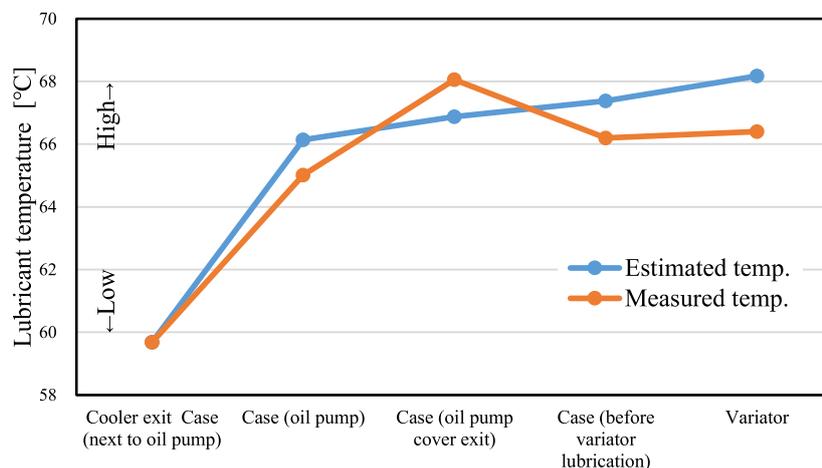


Fig. 5 Validation results

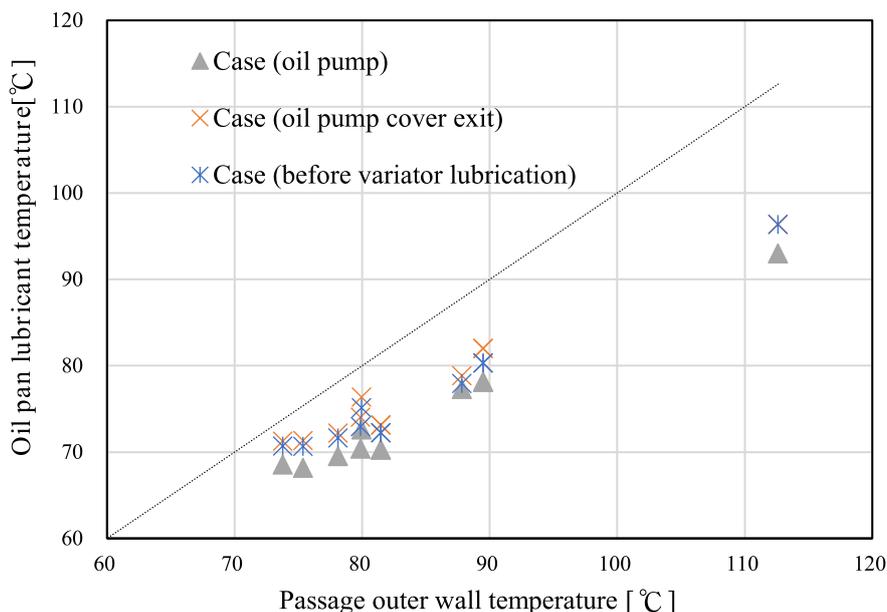


Fig. 6 Comparison of passage outer wall temperature and oil pan lubricant temperature

## 6. 考察

実測結果と推定値を比較すると、実測よりも高い油温で見積もっていることが多い。前述したように潤滑油路に伝わる伝熱は、潤滑油路内壁から伝わる箇所が多い。式(3)～(5)で定義してきた伝達式の変数の中で、内壁温度( $T_s$ )はオイルパン油温と同一と仮定している。そこで、油路内壁温度とオイルパン油温の相関を検証した。潤滑油の流れを妨げないように内壁温度を測定することが難しいため油路外壁温度の測定を行ったところ、オイルパン油温より低い傾向があることが分かった(Fig. 6)。

油路内壁温度はオイル攪拌により油没していない箇所でもオイルパン油温に近い温度になっていると考えていたが、実際にはオイルパン油温よりも低いことが分かった。この差を式(1)～(5)にあてはめ、潤滑油温変化量に換算すると約1℃の影響である。このことから、内壁温度を個別に定義することで、さらなる精度向上が図れるが、耐久品質への影響を考えると、現状の±1℃の精度で十分だと考える。また、今後の運用を考えると複雑さを増すことは得策ではないため、内壁温度の定義は現状のままで良いと判断した。

## 7. まとめ

従来、CVT全体での発熱熱を使用したマクロな温度推定をしてきたが、耐久品質の向上を目的に各部品の温度推定に向けた活動の一つとして、潤滑供給油温を見積もるというマイクロな油温推定・検証を行った。

潤滑油への伝熱をモデル化し、油路内壁及び発熱体を考慮することで、平均±1℃の精度で見積もることが可能になった。また、式、考え方を簡略化することで、検討ボリューム

の追加を抑え、実用に耐えうるものとなった。

本活動の考え方はCVT8固有のものではないため、他TMへの潤滑油温推定へ適用可能だと考えている。

### ■ 著者 ■



浮田 天志



渡辺 正樹



金 チャドル



中島 卓也