排熱回収熱水循環系を付帯する 直結形バイナリタービンシステムの力学的挙動に関する研究*

丹澤 祥晃^{*1}, 橋 詰 匠^{*2}

Dynamic Behavior of a Directly Combined Binary Turbine System with a Heat Recovery Water Circulation System

Yoshiaki TANZAWA and Takumi HASHIZUME

The characteristics of a directly combined binary turbine system with two-stage heat recovering are investigated experimentally and theoretically from the view point of the network theory. This system consists mainly of a 40 KW-steam turbine, a 30KW-LBM turbine, an LBM vapor generator, a water-cooled steam condenser, an LBM condenser, and a 85KVA-AC generator. The waste heat from the steam turbine is recovered by the watercooled steam condenser at the first stage and the LBM turbine system at the second stage in this system. This system has two connections to combined two turbine systems; a rotational shafting joining both turbines in mechanical parallel and an LBM vapor generator joining two turbines in thermal series. In the theoretical investigation, simple network models of the dynamic behavior of the system and the main components are derived. The models are inspected by the experiments of the step and frequency responses of the system. As a result, the dynamic behavior and the power generation mechanism of the system are clarified, relating with the operating points of the system.

Key Words: Power Plant, Combined Cycle, Steam Turbine, Waste Heat Recovery, Heat Exchanger, Process Dynamics, Binary Turbine System

1. 緒言

バイナリタービンシステムは、スチームタービンの排出水蒸気によって低沸点媒体の高圧蒸気を発生させ、これによって低沸点媒体タービンを駆動し、2つのタービンの合計出力をもってシステム全体の出力動力の増加を図るシステム⁽¹⁾である。直結形バイナリタービンシステムでは作動流体の異なる2つのタービンが共通の回転軸をもって発電機に直結され、すなわち2つのタービンシステムが機械的に並列的に接続されているが、同時に、低沸点媒体蒸気発生器を介して熱的には直列的に接続されている。このシステムの調速はスチームタービンの入口に設ける蒸気加減弁のみによって行っており、低沸点媒体タービンは直接の調速装置を持たず、上述の2つの接点を介して間接的に制御される。したがって、本システムの円滑な運転を実現するためには、力学的挙動を十分に把握しておくことが重要となる。これまでに、80kW実験用直結形バイナリタービンシステムを建設し、その力学的挙動について検討を重ねてきた。主な成果は、システムの動特性に関するモデル化を行った報告^{(2),(3)}、そのモデルを

用いて低沸点媒体蒸気発生器がシステムの動特性に及ぼす効果について考察を行った報告⁽⁴⁾等にまとめている。このように、基本的な形態のバイナリタービンシステムの力学的挙動を明らかにしてきたが、本システムは状況に応じたさまざまな形態に構築される。そこで本論文では、スチームタービンの排熱を低沸点媒体タービンシステムとそれとは独立した熱回収システムとで利用するより汎用性のある直結形バイナリタービンシステムについて、従来のシステムとの比較のもとに、その力学的挙動を実験およびモデル化を通して明らかにしている。

2. システムの概要

従来の動力システムについて、そのサイクル効率の向上を意図する試み、あるいはエネルギーのより有効な利用を目指した試みが多岐にわたってもたれている。ORC (Organic Rankine Cycle)^{(5),(6)}に代表される低沸点媒体タービンシステムもその一つで、中・低温熱源の動力への変換に効果を発揮する。この低沸点媒体タービンシステムを従来のスチームタービンシステムと組み合わせるならば、スチームタービンを単独で用いる場合に比して、より高いシステム効率を期待することができる。ここに取り上げる直結形バイナリター

* 原稿受付 1998年3月19日。

^{*1} 正員, 日本工業大学工学部 (〒345-8501 埼玉県南埼玉郡宮代町学園台4-1)。

^{*2} 正員, 早稲田大学理工学総合研究センター (〒162-0044 東京都新宿区喜久井町17)。

Fig. 1 Schematic of the binary turbine system (System B)

ビンシステムはその一形態である。システムの主部は、スチームタービンとその排出水蒸気を熱源とする低沸点媒体タービンシステムとを組み合わせる2つのランキンサイクルから構成される。2つのタービンは発電機の両端に直結されており、この回転軸と低沸点媒体蒸発器の2つの構成要素を共有して接続されている。

バイナリタービンシステムの構成形態には様々なものを考えることができる。本研究で取り上げるシステムでは、スチームタービンの排熱を2つの独立したサイクルで有効利用することを企図している。すなわち、スチームタービンの排熱を従来の低沸点媒体タービンによる発電のみに利用するのではなく、熱水としての利用も同時に考えるものである。

実験用システムでは低沸点媒体にR11を用いている。これは、R11の熱物性値が早くから明らかにされていたこと、一連の研究に着手した当時は、オゾン層破壊への影響が指摘されておらず、入手が容易であったこと等による。システムの実用化に当たっては、環境への配慮が不可欠であり、代替媒体（R123、混合媒体等）による試行を進めている。別途に報告の機会を持ちたい。

実験用システムの概略を図1に示す。スチームボイラで発生したスチームは、調節弁を経てスチームタービンで膨張した後、まず熱水循環系のスチーム凝縮器で一部が凝縮する。その後、低沸点媒体タービンシステムのR11蒸気発生器で凝縮、過冷却して、R11液の加熱・蒸発に供される。一方、R11蒸気はR11タービンを駆動した後、R11凝縮器で凝縮し、R11ポンプで再びR11蒸気発生器へと圧送される。2つのタービンは発電機の両軸端にそれぞれ固定軸継手をもって結合され、発電機出力は抵抗器によって消費される。

3. 実験用システムの定常特性

3.1 主要構成機器について 実験用システムの構築に当たっては、システムの主要諸元を表1のように定める。また、構成機器の諸元を表2に示す。R11蒸気発生器では図2に示すように、水蒸気の凝縮とその凝縮水の過冷却、R11液の顕熱上昇とその蒸発に関して3種類の伝熱様態が存在するため、それぞれに1つの熱交換器を当てている⁽⁷⁾。一例として、熱水循環系のスチーム凝縮器の断面概略図を図3に示す(他の機器については別報⁽²⁾を参照されたい)。

Table 1 Thermal specifications of the test system

Item	Condition
Steam supplied	
Pressure / Flow rate	3.5 [MPa] / 1300 [kg/h]
Quality	Dry saturated
Steam (R11 evaporator inlet)	
Pressure / Flow rate	0.3 [MPa] / 1300 [kg/h]
Quality	Dry saturated (Almost)
R11 vapor (Turbine inlet)	
Pressure / Flow rate	1.1 [MPa] / 8000 [kg/h]
R11 vapor (Pump inlet)	
Pressure / Flow rate	0.1 [MPa] / 20 [°C]

Table 2 Specifications of the main components of the test system

Item	Specifications
Steam boiler	3.5 [MPa] (max.) 1550[kg/h] (equivalent)
Steam turbine	40[kW] / 3600[rpm] 1000[kg/h] / 3.0[MPa] (inlet)
R11 turbine	30[kW] / 3600[rpm] 7000[kg/h] / 1.0[MPa]
R11 preheater I	Type : Shell and tube, One-pass Shell : SGP 6B×1340[mm] Tube : 24.63×7500[mm]×1 Steam : 800[kg/h] (condensate) Inlet / Outlet : 133 / 96[°C] R11 : 8000[kg/h] (liquid) Inlet / Outlet : 20 / 38[°C]
R11 preheater II	Type : Shell and tube, One-pass Shell : SGP 8B×1530[mm] Tube : 15.88×1000[mm]×44 Steam : 800[kg/h] / 0.3[MPa] R11 : 8000[kg/h] (liquid) Inlet / Outlet : 38 / 114[°C]
R11 evaporator	Type : Shell and tube, One-pass Shell : SGP 14B×2940[mm] Tube : 16.03×2310[mm]×92 Steam : 800[kg/h] / 0.3[MPa] R11 : 8000[kg/h] / 1.1[MPa]
R11 condenser	Type : Shell and tube, Two-pass Shell : SGP 18B×4200[mm] Tube : 19.05×3600[mm]×188
Hot water cooler	Type : Shell and tube, One-pass Shell : SGP 8B×3290[mm] Tube : 19×2750[mm]×32
Steam condenser	Type : Shell and tube, One-pass Shell : SGP 16B×1900[mm] Tube : 21.7×1144[mm]×150
AC generator	85[kVA] / 200[V] / 3600[rpm]

Fig. 2 Heating rate ratio of R11 vapor generator

Fig. 3 Sectional view of steam condenser

3.2 システムの動作点について 主要な構成機器である2つのタービンおよびR11蒸発器に関する定常特性実験の結果を、熱水循環系を付設しない場合（システムA）⁽²⁾の結果と併せて、4象限表示法を用いて図4～図6に示す。数水準のタービン回転数、発電機負荷、供給水蒸気圧力のもとに定常特性実験を行い、その結果を後述のモデル化に資するよう回路論的視点に立って整理している。いずれの図も、第三象限位に要素の入力端子特性を、第一象限位に出力端子特性を示している。後述する内部アドミタンスに注目すれば明らかであるが、スチームタービンの背圧（出力端子特性）はそれ自身の内部的要因のみからは定まらず、その下流側に位置するR11蒸発器の特性（入力端子特性）に依存するところが大きい。同様に、R11蒸発器の蒸発圧力（出力端子特性）もその下流側に位置するR11タービンの入力端子特性に大きく依存する。したがって、熱水循環系を付設した場合（システムB）には、スチームタービンの出力端子特性、R11蒸発器の入力端子特性に大きな変化が表れる。また、図7にスチーム流量に対するシステムの実出力を示す。図より、スチーム流量の増加に対し、スチームタービンとR11タービンの出力はほぼ同様に増加することがわかるが、システムAではR11の蒸発圧力の大きな上昇をも招くことになり、R11の熱的許容限界に達する^{(8),(9)}。一方、システムBでは、スチームタービン排気の一部から熱回収することにより、熱の新たな利用が見込める上に、R11の蒸発圧力上昇を抑えることができ、許容上限温度に制約されずにシステムの高出力化を図りうる。R11の120[℃]での飽和圧力は1.2[MPa]であり、実験結果は十分これを満足している。また、スチーム凝縮圧力もスチーム流量に比して低く抑えられ、この結果、高出力時にはスチームタービンの担う負荷割合が大きくなることわかる。

Fig. 4 Steady state characteristics of steam turbine

Fig. 5 Steady state characteristics of R11 evaporator

Fig. 6 Steady state characteristics of R11 turbine

Fig. 7 Power output of the system

4. 算定モデルの概要

システムの動特性を算定するモデルは、回路論的視点に立って主要な構成要素のモデルを導出し、それらを端子接続系として統合することによって得ることができる。システムAについてのモデル化は既報⁽²⁾に行っているが、ここには付設した熱水循環系を含めたシステムBのモデル化の概要を示す。まず、主要な構成要素について、図8に示すような端子接続系を考える。このとき、要素の特性を代表する主要な状態量として、媒体の流量と軸（制動）トルクを流通量に、媒体の圧力と軸の回転数を位差量に当てている。より簡略なモデルを得ることを主たる目的にしているため、作動流体は圧力下の乾き飽和蒸気あるいは飽和液と見なしうる場合を対象とし、また、各要素を集中定数系として扱うものとする。このとき、基礎式としての物質収支式とパワーの収支式は以下になる。

[スチームタービン]

$$G_{SV} \eta_{ST} (h_{ST1} - h_{ST2ad}) = n \tau_{ST} + n [D_{ST} n + J_{ST} (dn/dt)] \quad \dots\dots (1)$$

[スチームの凝縮過程]

$$d(W_{SV} u_{SV} + W_{SL} u_{SL}) / dt = m_s G_{SV} h_{SV} - G_{SL} h_{SL} - K_E A_E (\theta_s - \theta_F) - K_W A_W (\theta_s - \theta_w) \quad \dots\dots (2)$$

$$d(W_{SV} + W_{SL}) / dt = m_s G_{SV} - G_{SL} \quad \dots\dots (3)$$

$$V_{ES} = W_{SV} v_{SV} + W_{SL} v_{SL} \quad \dots\dots (4)$$

[R11の蒸発過程]

$$d(W_{FV} u_{FV} + W_{FL} u_{FL}) / dt = G_{FL} h_{FL} - G_{FV} h_{FV} + K_E A_E (\theta_s - \theta_F) \quad \dots\dots (5)$$

$$d(W_{FV} + W_{FL}) / dt = G_{FL} - G_{FV} \quad \dots\dots (6)$$

$$V_{FE} = W_{FV} v_{FV} \quad \dots\dots (7)$$

[R11タービン]

$$G_{FV} \eta_{FT} (h_{FT1} - h_{FT2ad}) = n \tau_{FT} + n [D_{FT} n + J_{FT} (dn/dt)] \quad \dots\dots (8)$$

Fig. 8 Terminal network model of the system

[R11の凝縮過程]

$$d(W_{FV} u_{FV} + W_{FL} u_{FL}) / dt = G_{FV} h_{FV} - G_{FL} h_{FL} - K_C A_C (\theta_F - \theta_{wm}) \quad \dots\dots (9)$$

$$d(W_{FV} + W_{FL}) / dt = G_{FV} - G_{FL} \quad \dots\dots (10)$$

$$V_{FC} = W_{FV} v_{FV} + W_{FL} v_{FL} \quad \dots\dots (11)$$

以上の諸式において、各状態量の微小変化について線形化し、これをもとに各要素の特性をアドミタンス（≡流通量／位差量）の形で評価していく。なお、熱水の温度変化に関する部分は、システムのモデルに含めることも可能ではあるが、そのアドミタンスは、他に比べて著しく小さく、システムのモデルに含める必要のないことを確認している。

スチームの凝縮過程に関わるアドミタンスを表3に示すが、従来の研究に用いた直結形バイナリタービンシステム（システムA）との違いはスチーム凝縮器における媒体の温度変化に起因する効果（ Y_{S7} ）が加わったことである。図9にシステム全体のモデルを示す。

Table 3 Network elements in steam condensing process

Symbol	Factor
Y_{S1}	$s \frac{1}{m_s r_{S0}} \left[W_{SV0} \left(\frac{dh_{SV}}{dP_S} \right)_0 + W_{SL0} \left(\frac{dh_{SL}}{dP_S} \right)_0 \right]$
Y_{S2}	$\frac{1}{m_s r_{S0}} K_{E0} A_E \left(\frac{d\theta_S}{dP_S} \right)_0$
Y_{S3}	$-s \frac{W_{SV0}}{m_s v_{SV0}} \left(\frac{dv_{SV}}{dP_S} \right)_0$
Y_{S4}	$-\frac{G_{SV0}}{r_{S0}} \left[\left(\frac{dh_{SV}}{dP_S} \right)_0 - \left(\frac{dh_{SL}}{dP_S} \right)_0 \right]$
Y_{S5}	$\frac{A_E}{m_s r_{S0}} \left(\frac{dK_E}{dP_S} \right)_0 (\theta_{S0} - \theta_{F0})$
T_S	$\frac{1}{m_s r_{S0}} K_{E0} A_E \left(\frac{d\theta_F}{dP_F} \right)_0$
Y_{S6}	$\frac{v_{SL0}}{v_{SV0}} \frac{1}{R_S}$
Y_{S7}	$\frac{1}{m_s r_{S0}} K_{W0} A_W \left(\frac{d\theta_S}{dP_S} \right)_0$

Fig.9 Network model of the system (System B)

5. 動特性に関する実験結果

回転数の設定値を、3600[rpm]を中心として、振幅50[rpm]で正弦波状に変化させ応答を測定した。初期定常動作点を表4に、結果を図10～図13に示す。熱水循環系を付設しないシステムAと付設したシステムBの結果との間にはほとんど違いが見られない。制動トルクの応答に見る若干の差異は出力水準の違いによるもので、総出力の上昇にともなってスチームタービン制動トルクの定常ゲインが大きくなり、一方、R11タービン制動トルクの定常ゲインが小さくなることによる。熱水循環系を付設した場合、スチームタービンとR11タービンとの間に位置する熱プロセスの時定数が大きくなるが、スチームタービンの担う負荷割合が大きくなる効果がより大きく、図に見るような結果を得る。しかしながら、回転数の応答には特に違いは見られない。また、図中には前章に記すモデルによる算

定結果を併記しているが、算定結果は実験結果とよく一致しており、このことから、ここに新たに導出したモデルが、対象とする直結形バイナリタービンシステムの動特性をよく代表しえていることを確認できる。

6. 結言

スチームタービンの排熱を低沸点媒体タービンシステムと、それとは独立した熱回収システムとで利用する直結形バイナリタービンシステムについて、筆者らの従来のシステムとの比較のもとに、その力学的挙動を調査した。定常特性としては、熱水による熱回収システムによってR11の温度上昇を抑えることができ、スチームタービンの出力比を上昇させることがわかった。また、筆者らが同種のシステムについてこれまでに得た動特性の算定モデルが、本システムにも容易に拡張できることを明らかにした。システムの動特性に関しては、R11蒸発器の前に挿入したスチーム凝縮器によって、スチームタービンとR11タービンの間に大きな熱容量（時定数）を保有することになるが、回転機械系の動特性にはほとんど影響せず、スチームタービンの定常的な出力の上昇に関連して、タービン制動トルクの応答に若干の違いとなって現れる。また、回転数の応答にはほとんど違いは見られず、バイナリタービンシステムの形態の多様性を確認することができた。

Table 4 Operating points in frequency response tests

Operating point		A	B-1	B-2
Control valve inlet pressure	MPa	2.55	3.06	3.07
Steam turbine inlet pressure	MPa	1.10	1.22	1.54
Steam turbine outlet pressure	MPa	0.13	0.14	0.18
Steam flow rate	kg/h	559	615	823
R11 turbine inlet pressure	MPa	0.71	0.74	0.87
R11 turbine outlet pressure	MPa	0.20	0.20	0.21
R11 vapor flow rate	kg/h	4630	4640	5330
Rotational speed	rpm	3590	3590	3580
Steam turbine braking torque	Nm	57.6	57.3	74.2
R11 turbine braking torque	Nm	49.6	52.7	65.9

Fig. 10 Response of R11 evaporating pressure to steam flow rate change

Fig. 11 Response of steam turbine braking torque to steam flow rate change

Fig. 12 Response of R11 turbine braking torque to steam flow rate change

Fig. 13 Response of rotational speed to its set point change

記号

A : 伝熱面積	m^2
D : 回転コンダクタンス	Nms
G : 流量	kg/s
h : 比エンタルピ	J/kg
J : 回転慣性モーメント	kgm^2
K : 熱通過率	$W/(m^2 \cdot K)$
m : 凝縮比 (流入蒸気流量に対する凝縮流量)	
n : 回転速度	rad/s
P : 圧力	Pa
R : 絞り係数	$Pa/(kg/s)$
r : 潜熱	J/kg
s : 複素数	
T : 2媒体間のアドミタンス的要素	$Pa/(kg/s)$
t : 時間	s
u : 比内部エネルギー	J/kg
V : 容積	m^3
v : 比容積	m^3/kg
W : 質量	kg
Y : 熱系のアドミタンス	$Pa/(kg/s)$
Δ : 平衡点からの微小変化分	
η : 内部効率	
θ : 温度	$^{\circ}C$
τ : 制動トルク	Nm

添字

ad : 断熱変化	C : R11凝縮器
E : R11蒸発器	F : 低沸点媒体 (R11)
L : 液	m : 平均値
S : 水蒸気	T : タービン

V : 蒸気	W : 冷却水
1 : 入口	2 : 出口
0 : 初期定常動作点	* : 見かけ上を示す ⁽²⁾

文献

- (1) Szwalski, R., Steam Power Cycles with Revalorization of the Working Steam in Course of the Expansion, *Proc. Int. VDI-Seminar Zurich Berich 539* (1984), 457-464.
- (2) 丹沢祥晃, 橋詰匠, 寺島幸雄, 町山忠弘, スチームタービンと R11 タービンよりなる直結形バイナリタービンシステムの力学的挙動に関する研究 (第1報), 機論, 60-578, B (1994), 282-289.
- (3) Tanzawa, T., et. al., Dynamic Characteristics and Modeling of a directly Combined Binary Turbine System Consisting of a 40kW Steam and a 30kW R11 turbine, *JSME Int. J.*, 40-2 (1997), 296-303.
- (4) 丹沢祥晃, 橋詰匠, 寺島幸雄, 町山忠弘, スチームタービンと R11 タービンよりなる直結形バイナリタービンシステムの力学的挙動に関する研究 (第2報), 機論, 62-599, B (1996), 258-265.
- (5) Larjola, J., Electricity from Waste Heat Using the Organic Rankine Cycle (ORC), *Energy Explor Exploit*, 9-4 (1991), 205-219.
- (6) 橋詰 他, 早稲田大学理工学研究所報告 (低沸点媒体タービンシステム特集号), 86 (1979), 1-120.
- (7) 橋詰 他, バイナリタービンシステムの力学的挙動に関する研究 (第3報), 日本工業大学研究報告, 19-2(1989), 263-292.
- (8) 日本冷凍協会, 冷凍空調便覧 基礎編, 1, (1993), 102, 日本冷凍協会.
- (9) 橋詰 他, サイクル効率から見た各種タービンシステム, 日本工業大学研究報告, 86-02(1986), 52.