

УДК 536.245

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ТУРБОМАШИН ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК МАЛОЙ МОЩНОСТИ

© 2010 С.Н. Беседин<sup>1</sup>, В.А. Рассохин<sup>2</sup>, Г.Л. Раков<sup>2</sup>, Т.А. Фокин<sup>3</sup>

<sup>1</sup> НТЦ «Микротурбинные технологии»

<sup>2</sup> Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

<sup>3</sup> ООО «ГАЗПРОМ ТРАНСГАЗ САНКТ-ПЕТЕРБУРГ»

Поступила в редакцию 31.03.2010

Представлено описание нового экспериментального стенда для исследования турбомашин, работающих в составе газотурбинных установок малой мощности. Приведена методика проведения и обработки опытных данных.

Ключевые слова: *экспериментальный стенд, газотурбинные установки малой мощности, методика обработки данных*

В настоящее время всё более широкое применение в различных областях энергетики и в транспортировке газа находят газотурбинные установки мощностью от нескольких десятков до нескольких сотен киловатт. В связи с объединением для решения этой проблемы таких организаций как Научно-технический центр «Микротурбинные технологии», Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (СПбГПУ) и ООО «ГАЗПРОМ ТРАНСГАЗ САНКТ-ПЕТЕРБУРГ» было принято решение создать автономную газотурбинную электростанцию малой мощности. Для проведения опытных исследований разрабатываемой газотурбинной установки возникла необходимость в создании экспериментального стенда, позволяющего испытывать малорасходные ступени турбин при модельных режимных параметрах. Экспериментальное оборудование смонтировано в лаборатории кафедры «Турбинные двигатели и установки» СПбГПУ. В состав стенда входят: воздуходувная станция; экспериментальная установка ЭУ-1200С; масляная система и водяная система; системы управления, измерения и сбора экспериментальных данных. Воздуходувная станция лаборатории турбостроения имеет в своем составе три компрессора, основные характеристики которых следующие:

Тип компрессора	Расход воздуха, кг/с	Давление, бар	Мощность электропривода, МВт
К-500-61-1	8,8-10,7	7,7-11,4	3,5
360-22-1	4,9-7,6	2,4	0,7
О-325-11	5,8	1,29	0,29

Эти компрессоры могут работать как самостоятельно, так и параллельно. Внешний вид одного из них представлен на рис. 1.

Структурная схема стенда с основными элементами системы обеспечения работы установки ЭУ-1200С и системы измерений изображена на рис. 2. Экспериментальная установка ЭУ-1200С для исследования осевых турбинных ступеней состоит из индукторного тормоза, исследуемой турбинной ступени, моментомера и эжектора (рис. 3).

Ротор установки вращается в шарико-подшипниках, имеющих принудительную смазку и защищенных от воды дренажными устройствами и специальными уплотнениями. Для исключения потерь мощности на трение в подшипниках вала применяется усовершенствованная схема ЛМЗ и ВИГМ со взвешиванием подшипников вала в подшипниках корпуса тормоза (схема «подшипник в подшипнике»). Данная система позволяет автоматически выделять моменты механического трения в подшипниках вращения и газодинамического трения роторных поверхностей.

*Беседин Сергей Николаевич, генеральный директор. E-mail: ntc-mtt@mail.ru*

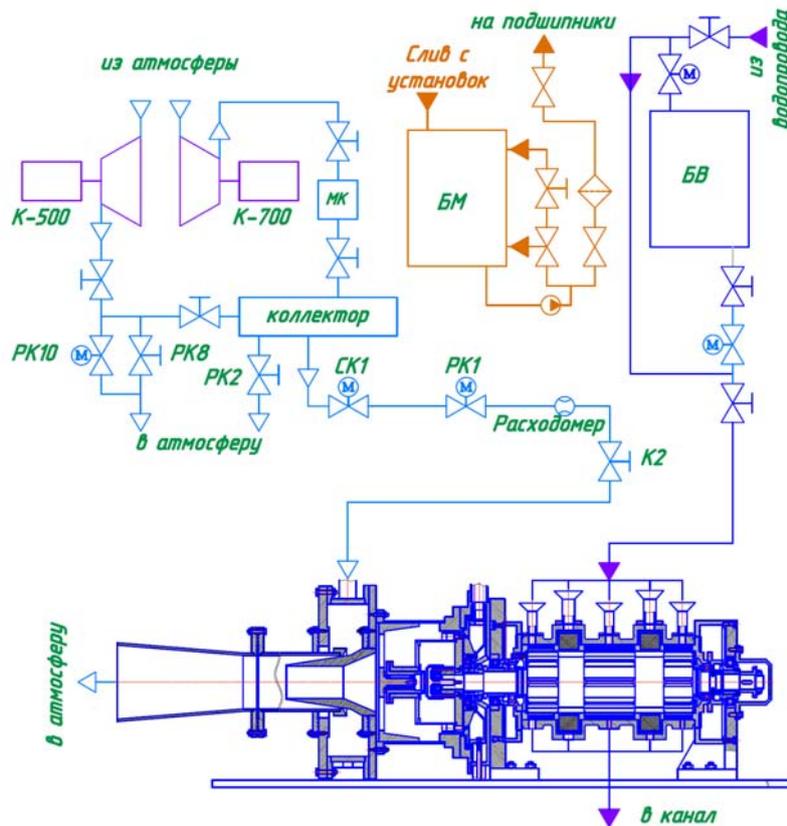
*Рассохин Виктор Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Турбинные двигатели и установки». E-mail: turbo@mebil.stu.neva.ru*

*Раков Геннадий Леонидович, кандидат технических наук, доцент*

*Фокин Георгий Анатольевич, кандидат технических наук, генеральный директор. E-mail: ltg@spb.ltg.gazprom.ru*



**Рис. 1.** Четырехступенчатый центробежный компрессор типа К-500-61-1 лаборатории турбостроения СПбГПУ с двумя промежуточными холодильниками



**Рис. 2.** Технологическая схема стенда кафедры «Турбинные двигатели и установки» СПбГПУ для проведения опытных исследований малорасходных турбин

Основным элементом установки является нагрузочное устройство – индукторный тормоз, позволяющий проводить исследования турбин в широком диапазоне изменения мощности и частоты вращения. В конструкции индукторного тормоза применяется водяное охлаждение. Тепло от активной части якоря передается воде. Рабочее колесо исследуемой турбинной ступени устанавливается консольно на валу тормоза. Ротор экспериментальной установки ЭУ-120Тц рассчитан на максимальную частоту вращения  $n=50000$  об/мин, максимальное отношение давлений  $\pi=30$  и максимальную поглощаемую тормозом мощность  $N=300$  кВт при расходе воздуха до  $G=3$  кг/с. Максимальный возможный

диаметр РК составляет 350 мм, минимальный корневой диаметр ступени не ограничен.

Расход воздуха определяется с помощью нормальной стандартной диафрагмы, изготовленной и установленной в соответствии с требованиями Правил РД 50-213-80 по измерениям расходов газов и жидкостей сужающими устройствами. Температура воздуха на входе в диафрагму измеряется при помощи стандартной хромель-копелевой термопары (ХК). Давление торможения в газовом потоке на входе в турбинную ступень  $p_0^*$  измеряется с помощью четырех трубок полного напора диаметром 1,8 мм, расположенных по окружности среднего диаметра входа в СА. Статическое давление  $p_1$  в зазоре между СА и РК измеряется у корня и

периферии ступени посредством отбора через отверстия диаметром 0,9 мм, расположенные по шагу соплового аппарата. Статическое давление за ступенью  $p_2$  измеряется через 4 дренажных отверстия, равнорасположенных на расстоянии шага по окружностям корневого и периферийного диаметров ступени. Указанные отверстия выполнены на расстоянии 6 мм от выходных кромок рабочих лопаток в диффузоре (в ступенях с диффузором) и в моментомере (при опытах с измерением момента количества

движения потока за РК). Давление за диффузором и за моментомером в опытах без диффузора принимается равным барометрическому  $P_a$ . Все отборы давлений выведены на преобразователи, установленные на пульте управления с визуализацией измеряемых величин в барах. Температура торможения  $T_0^*$  измеряется во входном патрубке турбины термпарой ХК, ЭДС которой преобразуется в градусы.

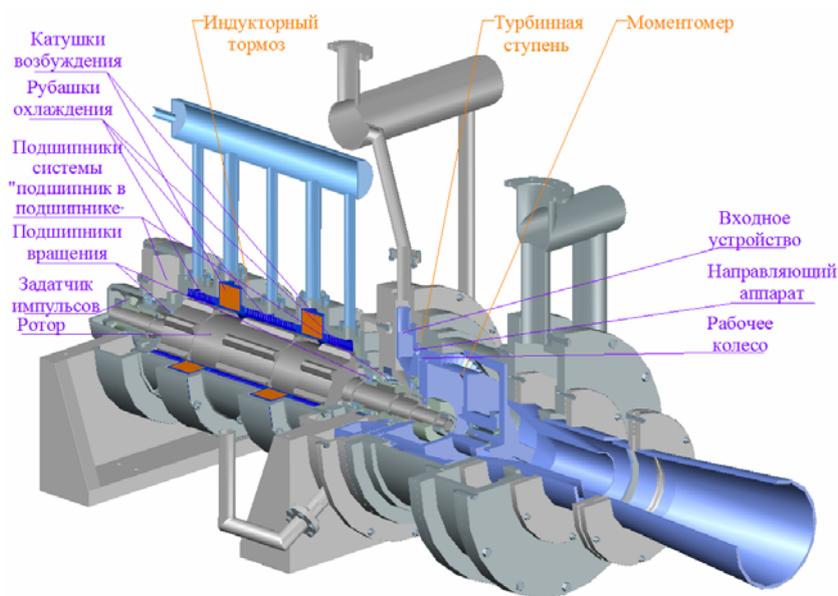


Рис. 3. Продольный разрез экспериментальной установки ЭУ-1200С

Частота вращения ротора  $n_l$  определяется индукционными датчиками, установленными на покачивающемся корпусе индукторного тормоза, непосредственно в оборотах в минуту. Силы, возникающие на рычагах соплового аппарата, покачивающегося корпуса тормоза  $p_l$  и моментомера  $p_m$ , измеряются с помощью датчиков силы, сигналы с которых поступают на частотомеры.

Для определения показателей, характеризующих совершенство проточных частей исследуемых объектов, и суммарных внешних характеристик ступеней разработаны методики обработки экспериментальных данных. В этих методиках, прежде всего, производится осреднение неравномерных параметров потока рабочего тела в различных сечениях проточной части опытной турбины. Вследствие небольших объемных расходов кольцевые решетки малогабаритных турбин имеют малую высоту лопаток. Кроме того, углы выхода потока из сопел малы, число сопел невелико и сопла расположены на окружности малого диаметра (косые срезы сопел имеют сильную кривизну в окружном направлении, либо эллиптичность у осесимметричных сопел), поэтому поток на выходе из соплового аппарата малоразмерной

ступени представляет собой систему струй, которые не образуют осесимметричного кольцевого течения, что приводит к сильной неравномерности течения, как по высоте, так и по шагу. При этом датчики измерительных приборов, размещаемые в определенных измерительных сечениях проточной части, могут вносить существенные возмущения в поток из-за их относительно больших размеров. В таких случаях более точным и часто единственным способом получения достоверных среднеинтегральных характеристик потока является осреднение с помощью суммирующих приспособлений, измеряющих момент количества движения потока рабочего тела, – моментомеров. Для осреднения потока рабочего тела с помощью моментомера используются следующие уравнения (Принцип определения интегральных характеристик лопаточных аппаратов турбинных ступеней и осреднения потоков излагается на примере осевой турбины. Для радиальных ступеней в методике необходимо лишь заменить подстрочные обозначения координатных проекций скоростей –  $z$  на  $r$ , при допущении равенства нулю осевой составляющей скорости):

Уравнение сохранения полной энергии:

$$I^* = \overline{i^* G_\Sigma} = c_p \overline{T_0^* G_\Sigma} = \int_G c_p T_0^* dG.$$

Уравнение сохранения массы:

$$G_\Sigma = \overline{\rho_1 c_{1z}} F_1 = \int_F \rho_1 c_{1z} dF.$$

Уравнение сохранения момента количества движения в окружном направлении:

$$M_{1u} = \overline{c_{1u} r_{1cp}} G_\Sigma = \int_G c_{1u} r_{1cp} dG.$$

Для замыкания записанной системы используется условие осреднения статического давления на выходе из соплового аппарата:

$$\overline{p_1} = (1 / F_1) \int_F p dF,$$

которое получается при использовании сохранения потока полного импульса, характеризующего силовое взаимодействие потока с решеткой. Данное правило осреднения следует непосредственно и из определения силы давления. Таким образом, для определения характеристик соплового аппарата имеется система уравнений:

$$T_0^* = const, \quad G_\Sigma = \overline{\rho c_{1z}} F_1,$$

$$M_{1u} = \overline{c_{1u} r_{1cp}} G_\Sigma, \quad \overline{p} = (1 / F) \int_F p dF.$$

Для решения системы конкретизируется взаимозависимость основных величин, входящих в эту систему с помощью следующих уравнений:

Уравнение состояния:

$$G_\Sigma = \overline{\rho_1} R \overline{T_1}.$$

Уравнение энергии:

$$\overline{c_1^2} / 2 = c_p (\overline{T_0^*} - \overline{T_1})$$

Уравнение связи скоростей (из треугольника скоростей):

$$\overline{c_1^2} = \overline{c_{1z}^2} + \overline{c_{1u}^2}.$$

В этих уравнениях величины  $T_0^*$ ,  $G_\Sigma$ ,  $M_{1u}$ ,  $P_{1i}$  известны из эксперимента. Известна и кольцевая площадь кольцевая площадь соплового аппарата  $F_1$ . Одномерный расчет малорасходных турбинных ступеней проводится по среднему радиусу, поэтому целесообразно использовать среднеарифметический радиус. Решая полученную систему уравнений с дополнительными соотношениями, можно найти проекции скорости  $\overline{c_1}$ :

$$\overline{c_{1u}} = M_{1u} / (r_{1cp} G_\Sigma),$$

$$\overline{c_{1z}} = -A + \sqrt{A^2 + 2c_p T_0^* - c_{1u}^2},$$

где:  $A = F_1 \overline{\rho_1} c_p / (G_\Sigma R)$ . Знак + перед радикалом выбран исходя из физического смысла задачи.

По проекциям скоростей находятся остальные параметры потока за исследуемым сопловым аппаратом и определяются его газодинамические характеристики, такие как коэффициент расхода  $\mu_p$ , коэффициент скорости  $\varphi_\Sigma$ , коэффициент суммарных потерь кинетической энергии  $\zeta_{1\Sigma}$ , действительный угол выхода потока из соплового аппарата  $\alpha_1$ .

Обработка данных проводится в следующей последовательности:

1. Статическое давление за турбиной:

$$p_2 = \left( \sum_{i=1}^n P_{Mi} \right) / n,$$

где n – количество дренажных отверстий на моментометре.

2. Степень расширения в турбине:

$$\pi_T = p_0^* / p_2.$$

3. Располагаемый перепад энтальпий в турбине:

$$h_0^* = c_p T_0^* [1 - (1 / \pi_T)^{\frac{k-1}{k}}].$$

4. Условная скорость, соответствующая перепаду энтальпий на ступень:

$$C_0 = \sqrt{2h_0^*}.$$

5. Угловая скорость вращения ротора индукторного тормоза:

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30.$$

6. Момент на валу тормоза:

$$M_I = P_I \ell.$$

7. Мощность, развиваемая турбиной:

$$N_I = M_I \omega_1.$$

8. Плотность рабочего тела перед мерной диафрагмой:

$$\rho_{1u} = p_{1u} / (RT_{1u}).$$

9. Внутренний КПД ступени:

$$\eta = N_I / (G_\Sigma h_0^*),$$

где  $G_\Sigma$  – суммарный действительный расход рабочего тела через проточную часть установки, определяемый по измерительной диафрагме.

10. Характеристическое число:

$$u / C_0 = \pi d_{1cp} n_I / (60 C_0).$$

11. Статическое давление в зазоре между СА и РК:

$$p_1 = \left( \int_F p_{1i} dF \right) / F = \left( \sum_{i=1}^n p_{1i} \right) / n.$$

12. Термодинамическая степень реактивности:

$$\rho = \left[ \left( \frac{p_1}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] / \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

13. Момент количества движения потока за РК, измеренный моментомером:

$$M_{2u} = P_M \ell_M.$$

14. Радиальная составляющая скорости за РК:

$$c_{2r} = -\frac{c_p p_2 F_{2PK}}{G_\Sigma R} + \sqrt{\frac{c_p^2 p_2^2 F_{2PK}^2}{G_\Sigma^2 R^2} + 2c_p T_0^* - \frac{2M_I \omega_I}{G_\Sigma} - \frac{M_{2u}^2}{r_{2cp}^2 G_\Sigma^2}},$$

где  $F_{2PK}$ ,  $r_{2cp}$  – торцевая площадь и радиус решетки РК на выходе;

15. Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК:

$$c_{2u} = M_{2u} / (G_\Sigma r_{2cp}).$$

16. Абсолютная скорость на выходе из РК:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2}.$$

17. Угол выхода потока из ступени в абсолютном движении:

$$\alpha_2 = \arctg(c_{2r}/c_{2u}).$$

18. Окружная скорость на выходе из РК:

$$u_2 = \pi r_{2cp} n_I / 30.$$

19. Окружная составляющая относительной скорости на выходе из РК:

$$w_{2u} = c_{2u} - u_2.$$

20. Скорость выхода потока из РК в относительном движении:

$$w_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + w_{2u}^2}.$$

21. Угол выхода потока из РК в относительном движении:

$$\beta_2 = \arctg(c_{2r}/w_{2u}).$$

22. Радиальная составляющая скорости на выходе из СА:

$$c_{1r} = -\frac{c_p p_1 F_{1CA}}{G_\Sigma R} + \sqrt{\frac{c_p^2 p_1^2 F_{1CA}^2}{G_\Sigma^2 R^2} + 2c_p T_0^* - \frac{(M_I + M_{2u})^2}{r_{1cp}^2 G_\Sigma^2}},$$

где  $F_{1CA}$ ,  $r_{1cp}$  – торцевая площадь и радиус решетки СА на выходе;

23. Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из СА:

$$c_{1u} = (M_I + M_{2u}) / (G_\Sigma r_{1cp}).$$

24. Абсолютная скорость на выходе из СА:

$$c_1 = \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1r}^2}.$$

25. Угол выхода потока из СА:

$$\alpha_1 = \arctg(c_{1r}/c_{1u}).$$

26. Теоретическая скорость на выходе из СА:

$$c_{1t} = \sqrt{2c_p T_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

27. Коэффициент скорости СА:

$$\varphi_\Sigma = c_1 / c_{1t}.$$

28. Коэффициент суммарных потерь энергии в кольцевой решетке СА:

$$\zeta_{1\Sigma} \cong 1 - \varphi_\Sigma^2$$

29. Коэффициент потерь кинетической энергии в кольцевой решетке СА:

$$\zeta_{CA} = (c_{1t}^2 - c_1^2) / (2h_0^*)$$

30. Теоретический расход рабочего тела через СА:

$$G_t = b p_0^* F_{kp} q(\lambda) / \sqrt{T_0^*},$$

где  $F_{kp} [m^2]$  – суммарная площадь критических сечений СА;  $q(\lambda)$  – безразмерная плотность тока;

$$b = \sqrt{\left( \frac{k}{R} \right) \left[ \frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{k-1}}}.$$

31. Коэффициент расхода СА:

$$\mu_p = G_\Sigma / G_t.$$

32. Окружная составляющая относительной скорости на входе в РК:

$$w_{1u} = c_{1u} - \pi r_{1cp} n_I / 30.$$

33. Относительная скорость на входе потока в РК:

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1z}^2}.$$

34. Угол входа потока в РК в относительном движении:

$$\beta_1 = \arctg(c_{1r}/w_{1u}).$$

35. Теоретическая скорость выхода потока из РК в относительном движении:

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 2c_p T_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

36. Коэффициент скорости рабочей решетки:

$$\psi_\Sigma = w_2 / w_{2t}.$$

37. Коэффициент суммарных потерь энергии в кольцевой решетке РК:

$$\zeta_{2\Sigma} \cong 1 - \psi_\Sigma^2$$

38. Коэффициент потерь кинетической энергии в кольцевой решетке РК:

$$\zeta_{PK} = (w_{2t}^2 - w_2^2) / (2h_0^*)$$

39. Коэффициент потерь с выходной скоростью:

$$\zeta_{BC} = c_2^2 / (2h_0^*)$$

40. Критическая скорость при температуре  $T_0^*$ :

$$a_k = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_0^*}.$$

41. Безразмерные скорости на выходе из СА:

$$\lambda_{C_{1t}} = c_{1t} / a_{\kappa}; \quad \lambda_{c_1} = c_1 / a_{\kappa}.$$

42. Числа Маха на выходе из СА:

$$M_{C_{1t}} = \frac{\sqrt{\frac{2}{k+1} \lambda_{C_{1t}}}}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{C_{1t}}^2}},$$

$$M_{c_1} = \frac{\sqrt{\frac{2}{k+1} \lambda_{c_1}}}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_1}^2}}.$$

43. Температура торможения в относительном движении на входе в РК:

$$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p}.$$

44. Критическая скорость при температуре  $T_{1w}^*$ :

$$a_{\kappa w} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{1w}^*}.$$

45. Безразмерные скорости на выходе из РК:

$$\lambda_{w_{2t}} = w_{2t} / a_{\kappa w}; \quad \lambda_{w_{2t}} = w_{2t} / a_{\kappa w}.$$

46. Числа Маха на выходе из РК:

$$M_{w_{2t}} = \frac{\sqrt{\frac{2}{k+1} \lambda_{w_{2t}}}}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_{2t}}^2}},$$

47. Температура торможения на выходе из РК:

$$T_2^* = T_0^* - \frac{N_I}{G_{\Sigma} c_p}.$$

48. Температура на выходе из РК:

$$T_2 = T_2^* + \frac{c_2^2}{2c_p}.$$

49. Плотность рабочего тела на выходе из РК:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2}.$$

50. Температура и давление на входе в РК в относительном движении:

$$T_{1w}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p};$$

$$p_{1w}^* = p_1 \left( \frac{T_{1w}^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

51. Реактивность рабочей решетки:

$$\rho_{2T} = \left[ \left( \frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] / \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

**Выводы:** в работе представлено описание экспериментального оборудования и методики опытного исследования малорасходных газовых турбин для автономных электростанций малой мощности, что позволяет провести разработку таких газовых турбин в минимальные сроки и на высоком техническом уровне. Разработанная методика проведения экспериментальных исследований позволяют получить достоверные данные о потерях кинетической энергии в сопловых аппаратах, рабочих колёсах и потерь с выходной скоростью малорасходных турбин, а также о влиянии РК на СА.

## THE EXPERIMENTAL STAND AND TECHNIQUE OF RESEARCH THE TURBOMACHINES OF LOW POWER GAS-TURBINE INSTALLATIONS

© 2010 S.N. Besedin<sup>1</sup>, V.A. Rassohin<sup>2</sup>, G.L. Rakov<sup>2</sup>, T.A. Fokin<sup>3</sup>

<sup>1</sup> STC «Microturbine Technologies»

<sup>2</sup> St.-Petersburg State Polytechnic University

<sup>3</sup> «GAZPROM TRANSGAS ST.-PETERSBURG» Ltd

The exposition of new experimental stand for research the turbomachines working in structure of low power gas-turbine installations is presented. The technology of testing and experimental data processing is brought.

Key words: *experimental stand, low power gas-turbine installations, technology of data processing*

Sergey Besedin, General Director. E-mail: ntc-mtt@mail.ru

Viktor Rassohin, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department "Turbine Drives and Installations".

E-mail: turbo@mebil.stu.neva.ru

Gennadiy Rakov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

Georgiy Fokin, Candidate of Technical Sciences, General Director. E-mail: ltg@spb.ltg.gazprom.ru