

теплообмена. Так по результатам расчета змеевикового регенератора приведенным в таблице 1 оптимальной является восьмиходовая конструкция теплообменника с восемью запараллеленными рядами труб и минимальная масса пакета составит 48 т. После ввода в алгоритм ограничений и масс неактивных элементов оптимум был получен для шестиходовой конструкции с десятью рядами труб в ходу.

Таблица 3 – Сравнение результатов оптимизационных расчетов с разными критериями оптимальности

Величина	Вариант 1	Вариант 2
Размеры труб, мм	Ø22x1	Ø22x1
Коэффициент эффективности теплообменника	0.84	0.84
Суммарные относительные гидравлические потери, %	4.00	4.00
Количество ходов воздуха	10	6
Масса рабочей поверхности пакетов, кг	47866	50621
Масса пакета полностью с учетом неактивной (затененной) части трубок	55975	56539
Масса колец с пластинами, кг	5354	4548
Масса калачей, кг	15978	10857
Масса трубных досок, кг	5988	5153
Масса отводов, кг	2684	3167
Масса коробов, кг	3398	2992
Масса корпусов, кг	11851	8495
Масса теплообменника в целом, кг	97146	87396

Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления. Полученные данные позволят совершенствовать технологию создания теплообменных аппаратов для ГТУ сложных циклов и оптимизировать выбор типа теплообменной поверхности и основных параметров теплообменных аппаратов уже на стадии эскизного проектирования.

Список литературы: 1. Огнев В.В., Зуев А.В., Бухарин Н.Н. Газоперекачивающий агрегат "Надежда" // Турбины и компрессоры, №1-2, 2004, с5-9. 2. Длугосельский В.И., Беляев В.Е. и др. Газотурбинные установки для теплофикации // Теплоэнергетика, №12, 2007, с. 64-66. 3. Демидов О.И., Кутахов А.Г. и др. Использование газотурбинных установок при реконструкции ТЭЦ промышленно-отопительного типа // Промышленная энергетика, №2, 2004, с 19-25. 4. Коломеев В.М., Ксендик М.В. и др. ГПУ-16К: дослідно-промислова експлуатація, міжвідомчі приймальні випробування, перспективи використання// Нафтова і газова промисловість, №4 (228), 2006, с.38-40. 5. Валуева Е.П., Доморацкая Т.А. Оценка теплогидравлической эффективности рекуперативных теплообменных аппаратов // Теплоэнергетика, №3, 2002, с 43-48. 6. Дубровский Е.В., Васильев В.Я. Метод относительного сравнения теплогидравлической эффективности теплообменных поверхностей и теплообменников //Теплоэнергетика, №5, 2002, с 47-53. 7. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. Т.1/Пер с англ. по ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатом издат, 1987. – 560 с.: ил. 8. Кузнецов В.В., Соломонюк Д.Н. Оценка влияния интенсификации процессов теплопередачи на технико-экономические и массогабаритные показатели теплообменных аппаратов газотурбинных установок// Промышленная теплотехника, т.29, №7, 2007, с.117-120.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК 621.452.004

*О.С. КУЧЕРЕНКО, С.Н. МОВЧАН, А.А. ФИЛОНЕНКО,
В.В. КУЗНЕЦОВ, А.П. ШЕВЦОВ*

ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ ВОЗДУШНЫХ ТУРБИНЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Perspective of creation and application air turbine heat utilization plants are presented.

Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями. Утилизация теплоты отработавших газов газоперекачивающих агрегатов (ГПА) является важной научно-технической проблемой. Актуальность этой проблемы сохранится длительное время, так как КПД приводных газотурбинных двигателей простого цикла в обозримой перспективе не превысит 40...45%.

В настоящее время хорошо изучены и освоены газопаротурбинные установки (ГПТУ) с утилизацией теплоты отработавших газов водой в утилизационных парогенераторах или в водогрейных теплообменниках.

Однако эксплуатация таких бинарных и контактных ГПТУ в условиях газоперекачивающих компрессорных станций (ГКС) затрудняется необходимостью установки дополнительного оборудования для подготовки и охлаждения воды.

Альтернативным решением использования теплоты отработавших газов ГПА является воздушная теплоутилизующая турбинная установка (ВТТУ), в которой утилизирующим теплоносителем является воздух, а его охлаждение выполняется окружающей средой.

Эта проблема при создании ВТТУ связана с обеспечением повышения мощности и коэффициента полезного действия ГПА.

Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы. При работе ГТД с ВТТУ реализуется бинарный цикл и улучшаются суммарные экологические характеристики составной установки. ВТТУ включает воздухоприемное устройство, компрессор, нагреватель-утилизатор, турбину, потребитель мощности и воздухоотводящее устройство. ВТТУ может работать с нагревателем-утилизатором бросовой теплоты промышленных установок и при сжигании перед ним горючих газов малого давления, а также жидкого и твердого топлив.

По эффективности ВТТУ уступают паро- и водяным теплоутилизующим контурам (ТУК), потому для судов и морских объектов их использование нецелесообразно. Для наземных энергоустановок из-за простоты и практической возможности создания надежных, экологически чистых конструкций схемы ВТТУ могут найти применение.

Работы по созданию ВТТУ ведутся в Украине, а также ближнем и дальнем зарубежьях [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7]. В результате работ в конструктивную схему ВТТУ для обеспечения эффективного регулирования на переходных и установившихся режимах вводятся новые конструктивные узлы: устройство перепуска воздуха за компрессором, подогреватель выхлопных газов, камера смешения выхлопных газов ВТТУ и ГТД, а также целый ряд заслонок, обеспечивающих изменение направления потоков газа и воздуха. В ВТТУ может предусматриваться мультипликатор для соединения турбины газогенератора с компрессором, что обеспечит возможность создания конструктивно оптимальных ступеней турбины газогенератора ВТТУ с высокими КПД (0,9 – 0,92) при работе в условиях относительно низких температур рабочего тела (700 – 800 К). Применение таких конструктивных решений, согласно данным ЦИАМ, позволяет повысить максимальную мощность и КПД всей установки на 15 – 20 % и более в зависимости от параметров цикла основного ГТД при одновременном улучшении экологических характеристик установки. Расчеты ЦИАМ показывают, что окупаемость ВТТУ составляет 2 – 3 года [4]. Для отработки методологии создания ВТТУ ЦИАМ совместно с НПП «Аэросила» разработали рабочий проект демонстрационного образца ВТТУ на базе вспомогательного авиационного газотурбинного двигателя ТА-6А.

В дальнем зарубежье разработкой ВТТУ для работы совместно с ГТД занималась фирма «Квернер Энерджи А.С.». В схеме фирмы «Квернер Энерджи А.С.» предусмотрен компрессор с двумя ступенями промежуточного охлаждения воздуха. Это позволяет существенно повысить выработку механической энергии из тепла уходящего газа из ГТД. Для ГТД LM 2500 при температуре и расходе газа на входе в нагреватель соответственно 769 К (496 °С) и 67,5 кг/с мощность, вырабатываемая ВТТУ такой схемы была оценена в 4500 кВт [6].

Оригинальная схема утилизации теплоты в ВТТУ ОАО «Авиадвигатель». Высокоэффективная ГТУ – 27ПС мощностью 27,5 МВт и КПД 44% реализует сложный бинарный воздушный цикл. Проект ГТУ – 27ПС разработан в рамках программы сотрудничества ОАО «Авиадвигатель» и РАО «Газпром». Проект был одобрен на совместном научно-техническом совете в 2000 году. ГТУ – 27ПС предназначена для эксплуатации в составе перспективных электростанций, а также для использования в качестве высокоэффективного привода компрессорного и насосного оборудования. Одним из весомых преимуществ этой схемы является возможность использования двухконтурных турбокомпрессоров серийных турбореактивных двухконтурных двигателей со степенью двухконтурности 0,8 - 1,1, оптимальной для бинарного воздушного цикла [7].

Для ГКС по комплексу признаков ВТТУ может найти применение. Весомыми аргументами в пользу ВТТУ являются: взрыво- и пожаробезопасность,

экологическая чистота, отсутствие проблем, связанных с использованием дополнительных сред (вода, аммиак, н-пентан и т.п.), не требует специальных систем отвода теплоты из термодинамического цикла (например, аппаратов воздушного охлаждения, градирен и т.п.), использование недорогих материалов.

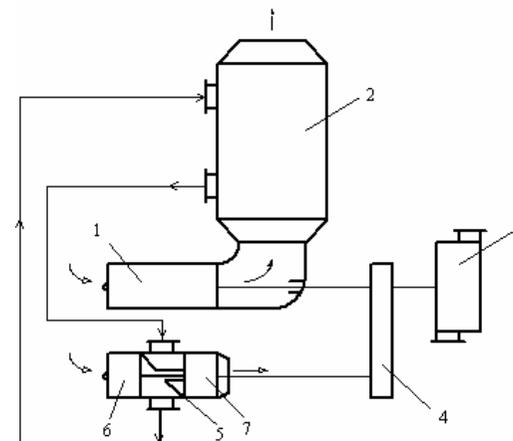


Рис. 1 – Тепловая схема ГТД с ВТТУ для привода нагнетателя природного газа: 1 – ГТД, 2 – нагреватель, 3 – нагнетатель, 4 – редуктор, 5 – ВТТУ, 6 – компрессор, 7 – турбина

На рис.1 представлена тепловая схема ГТД с ВТТУ для привода нагнетателя природного газа ГКС магистрального газопровода. Перспективный ГПА может состоять из ГТД (1), нагнетателя природного газа (3) и ВТТУ (5), которая включает в себя компрессор (6) с улиткой отвода воздуха, нагреватель-утилизатор воздуха (2), турбину (7) с улиткой подвода воздуха, систему трубопроводов. Нагреватель-утилизатор воздуха (2) установлен на выхлопе ГТД (1), где тепловая энергия уходящего из ГТД газа используется для нагрева воздуха - рабочего тела ВТТУ. Воздух после нагревателя-утилизатора (2) поступает на турбину ВТТУ (7), где его потенциальная энергия преобразуется в механическую работу, затрачиваемую на привод компрессора ВТТУ (6) и через редуктор (4) на привод нагнетателя природного газа (3). В том случае, если на ГКС требуется электрическая энергия, то ВТТУ может приводить не нагнетатель, а электрогенератор.

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящена данная статья. Несмотря на то, что идея использования в энергосберегающих технологиях ВТТУ существует достаточно давно, реализация таких установок на базе промышленно выпускаемых ГТД требует дополнительных исследований эффективности совместной работы эксплуатируемых ГПА и ВТТУ, а также проработок конструктивного лица

ВТТУ с применением элементов освоенных турбокомпрессоров и эффективных нагревателей-утилизаторов.

Цель и задачи исследования. Целью настоящего исследования является определение возможных термодинамических параметров рабочего процесса и основных конструктивных черт технического лица перспективных ВТТУ на базе ГТД ГП НПКГ “Зоря”-“Машпроект”.

Достижение указанной цели сводится к решению следующих задач.

1. исследование термодинамических циклов ВТТУ в диапазоне температуры воздуха перед турбиной t_3 от 300 до 500 °С и диапазоне степени повышения давления в компрессоре π_k от 2,5 до 6.

2. Определение основных показателей элементов ВТТУ на базе турбокомпрессоров серийных ГТД.

3. Определение перспектив применения ВТТУ совместно с ГПА на ГКС.

Изложение основного материала исследований с полным обоснованием полученных научных результатов.

1. Основные результаты исследования вариантов термодинамических циклов ВТТУ представлены на рис. 2, 3 и табл. 1.

На рис.2 представлена зависимость удельной мощности $N_{уд}$ от степени повышения давления π_k для различных температур перед турбиной ВТТУ t_3 , при заданных уровне КПД турбомашин и коэффициенте потерь полного давления (КППД) ВТТУ (КППД_{ст.к} = 0,91, КППД_т = 0,93 и суммарные потери полного давления в элементах воздушного тракта ВТТУ 8 %). Из представленных зависимостей видно, что удельная мощность $N_{уд}$ тем больше, чем выше значение t_3 . Удельная мощность $N_{уд}$ по π_k имеет экстремум. Причем, чем больше значение t_3 тем больше значение π_k , соответствующее экстремуму.

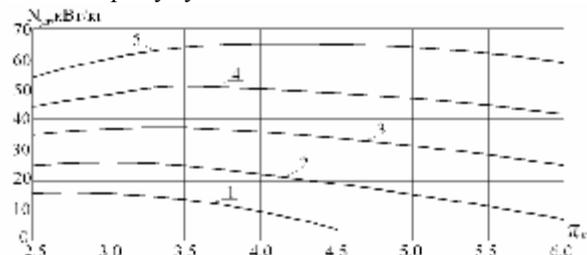


Рис. 2 – Зависимость удельной мощности ВТТУ от степени повышения давления и температуры перед турбиной:

1 – $t_3 = 300^\circ\text{C}$, 2 – $t_3 = 350^\circ\text{C}$, 3 – $t_3 = 400^\circ\text{C}$, 4 – $t_3 = 450^\circ\text{C}$, 5 – $t_3 = 500^\circ\text{C}$

Графики зависимостей $N_{уд}$ от π_k для различных T_3 в окрестности экстремума достаточно пологие.

Характер зависимостей $N_{уд}$ от π_k , для различных t_3 для КПД ст.к = 0,89, КПД_т = 0,91 и суммарных потерь полного давления в элементах воздушного тракта ВТТУ 16 % значительно ниже.

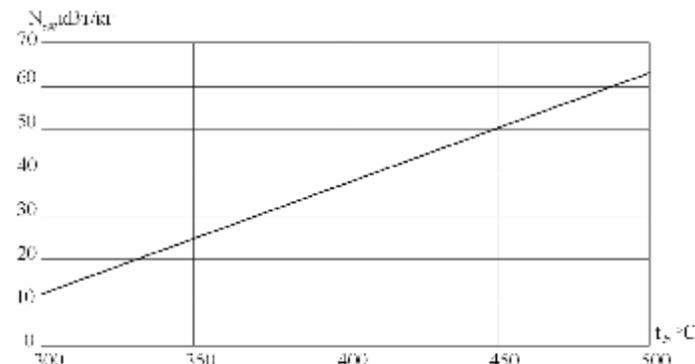


Рис. 3 – Зависимость удельной мощности ВТТУ от температуры перед турбиной для $\pi_k = 3,5$

Для наиболее вероятных значений КПД турбомашин и КППД элементов установки (КППД_{ст.к} = 0,90, КПД_т = 0,92 и суммарные потери полного давления в элементах воздушного тракта ВТТУ 12 %) расчетные зависимости $N_{уд}$ от π_k расположены между ними.

На рис. 3. представлена зависимость удельной мощности ВТТУ от температуры перед турбиной для степени повышения давления $\pi_k = 3,5$.

В таблице 1 представлены результаты расчетов ВТТУ на базе газотурбинных двигателей ДЖ59, ДГ90 и ДН80 для трех вариантов термодинамических расчетов ВТТУ с учетом различной эффективности нагревателей-утилизаторов.

Из таблицы 1 видно, что ВТТУ может обеспечить дополнительную мощность на базе ГТД ДЖ59, ДГ90, ДН80 соответственно:

- в первом варианте - 2,23 МВт (13,9 % от $N_{ном}$); 2,53 МВт (15,8 % от $N_{ном}$); 2,82 МВт (17,6 % от $N_{ном}$).
- во втором варианте - 2,09 МВт (13,1 % от $N_{ном}$); 2,33 МВт (14,5% от $N_{ном}$); 2,57 МВт (16 % от $N_{ном}$).
- в третьем варианте – 3,5 МВт (14 % от $N_{ном}$); 3,86 МВт (15,4 % от $N_{ном}$); 4,22 МВт (16,9 % от $N_{ном}$).

Особенностью ВТТУ является примерное равенство расходов рабочих тел ВТТУ и базового ГТД. Это обуславливает наличие в ВТТУ воздухоприемного и воздухоотводящего устройств по своим массогабаритным характеристикам схожими с аналогичными устройствами базового ГТД.

Предварительные проработки конструктивного лица ВТТУ показывают следующее.

Основные черты технического лица ВТТУ и перспективного ГТД с регенерацией теплоты отработавших газов для привода нагнетателей природного газа КС во многом совпадают. Основное отличие ВТТУ от ГТД с регенерацией теплоты заключается в отсутствии камеры сгорания, а также тем, что в качестве нагревателя-утилизатора используется регенератор. Причем, регенератор по газу подключен к постороннему источнику тепла, в частности, на ГКС - к ГТД, приводящему нагнетатель природного газа.

Двигатель ВТТУ может быть выполненным двухвальным, с однокаскадным компрессором и свободной силовой турбиной при работе на нагнетатель, либо одновальным, с заблокированной силовой турбиной при работе на электрогенератор.

Исследования влияния температуры воздуха на входе в турбину ВТТУ, КПД компрессора, турбины, КПД входного устройства, нагревателя, выходного устройства, утечки воздуха за компрессором на удельную мощность ВТТУ свидетельствуют о большой чувствительности параметров рабочего процесса ВТТУ, в частности, мощности к возможным производственным отклонениям элементов проточной части, приводящим к изменениям КПД компрессора, турбины, КПД входного устройства, нагревателя-утилизатора, выходного устройства, утечек. Учитывая то обстоятельство, что производственные отклонения приводят, как правило, к ухудшению характеристик элементов проточной части, большие значения коэффициентов влияния параметров говорят о повышенном риске недополучения проектной мощности ВТТУ в реальном производстве.

Так, например, если турбина ВТТУ для базового ГТД ДГ90 в результате производственных отклонений имеет КПД на 1% хуже проектного значения, то при исходном значении мощности ВТТУ равном 2360 кВт новое значение мощности ВТТУ будет 2226 кВт. Т.е. при ухудшении КПД турбины на 1% ВТТУ теряет мощность равную 134 кВт.

Результаты проработки элементов ВТТУ следующие.

В качестве компрессора двигателя ВТТУ возможно применение компрессоров низкого давления ГТД ДЖ59, М90, М80, в зависимости от параметров теплоты, используемой в нагревателе-утилизаторе. Воздух из-за компрессора двигателя ВТТУ собирается в цилиндрической улитке, снаружи охватывающей часть корпуса компрессора и турбину, и по трубам «холодного» воздуха подается в воздушную часть нагревателя. После нагрева в нагревателе воздух по трубам «горячего» воздуха подается в улитку, соединенную с сопловым аппаратом турбины ВТТУ.

Сопоставляя конструкции ВТТУ и перспективного ГТД с регенерацией теплоты можно заметить много общего. Это позволяет унифицировать часть деталей и узлов ВТТУ и перспективного ГТД с регенерацией теплоты, чем существенно снизить себестоимость изделий.

Следует отметить, что ВТТУ за счет нагревателя-утилизатора воздуха имеет большие массогабаритные характеристики. Например, масса нагревателя-утилизатора ВТТУ для утилизации теплоты отработавших газов ГТД мощностью 16 МВт может достигать 70 тонн. Однако, при сравнении с ТУК на н-пентане для ГТД такой же мощности массогабаритные характеристики ВТТУ вполне приемлемы, поскольку масса только воздушных конденсаторов теплоутилизующих энергоустановок на н-пентане имеют значения около 784 тонны. [8, 9].

3. Как видно из изложенного, одной из особенностей ВТТУ, использующих теплоту отработавших газов ГТД ДЖ59, ДГ90, ДН80, является невысокая максимальная температура термодинамического цикла. Следствием этого являются скромные значения дополнительной мощности,

вырабатываемой ВТТУ. Однако, даже при условиях варианта 2 одним экземпляром ВТТУ можно полностью обеспечить ГКС дешевой электроэнергией для собственных технологических нужд до 2,5 МВт.

Таблица 1 – Параметры ГТД с ВТТУ в условиях ГПА компрессорных станций

Наименование	Значение				
	ДЖ59	ДГ90	ДН80		
1. Идентификатор ГТД					
2. Мощность ГТД, МВт	16	16	25		
3. КПД ГТД, %	29	34	35,3		
4. Температура газа на выходе ГТД, °С	392	423	474		
5. Расход газа на выходе ГТД, кг/с	95,9	70,0	87,0		
6. Давление газа на выходе ГТД, МПа	0,114	0,1124	0,1114		
7. Расход воздуха через утилизационный двигатель, кг/с	79,2	70,0	87,0		
8. Степень повышения давления компрессора утилизационного двигателя	3,5	3,5	3,5		
9. Эффективность нагревателя-утилизатора	0,8	0,8	0,8	0,8	0,9
10. Температура воздуха перед турбиной утилизационного двигателя, °С	344	369	383	396	442
11. Мощность утилизационного двигателя, МВт	2,23	2,09	2,33	2,57	4,22
12. КПД ГТД с ВТТУ, %	33,0	38,4	38,9	40,2	41,3

Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления.

1. Использование ВТТУ совместно с ГПА на ГКС позволит улучшить технико-экономические показатели установок или обеспечить ГКС дешевой электроэнергией для собственных технологических нужд

2. За счет теплоты отработавших газов ГТД ДЖ59, ДГ90, ДН80 применением ВТТУ возможно увеличить мощность механического привода на 6 - 16 %.

3. Основные черты конструктивного лица ВТТУ и перспективного ГТД с регенерацией теплоты отработавших газов для привода нагнетателей природного газа ГКС во многом совпадают. Это позволяет унифицировать большинство деталей ВТТУ и перспективного ГТДР, и существенно снизить себестоимость изделий.

4. ВТТУ за счет нагревателя воздуха имеет высокие массогабаритные характеристики, однако, они существенно ниже аналогичных характеристик теплоутилизирующих энергоустановок с пароводяным или n-пентановым рабочим телом для ГТД одинаковой мощности.

5. Несмотря на кажущуюся конструктивную простоту разработка эффективного ВТТУ является достаточно сложной научно-технической задачей. Прежде всего – это создание современных неохлаждаемых турбомашин с политропическим КПД на уровне 0,92-0,93 и воздуховодами, оптимизированными по минимуму потерь полного давления.

Список литературы: 1. Коваленко А., Романов В., Филоненко А., Кучеренко О. Перспективный газотурбинный привод для ГПА компрессорных станций. Двигатель, № 3(21).-2002. - С. 8 – 10. 2. Борщанский В.М., Дышлевский В.И., Евстигнеев А.А., Жигунов М.М. Патент на полезную модель № 34207 «Газотурбинная приставка, использующая энергию генератора газа» с приоритетом от 17.07.2003. 3. Борщанский В.М. Патент на полезную модель № 43918 «Газотурбинная приставка, использующая энергию генератора газа» с приоритетом от 21.10.2004. 4. Борщанский В.М. Разработка новых конструктивных решений для создания высокоэффективных наземных газотурбинных установок. ЦИАМ 2001–2005. Основные результаты научно-технической деятельности. Том II, ЦИАМ, М.-2005.-С.480 - 484. 5. Патент России RU 2158835 С2 F02 С 6/18, F01 К 32/10 6. Устройство для термодинамического преобразования и способ достижения максимального общего КПД этого устройства. RU 2158835 С2, F02 С 6/18, F01 К 23/10. Патентообладатель «КВЕРНЕР ЭНЕРДЖИ А.С.» (NO). Дата начала действия патента 16.07.1996. 7. Иноземцев А.А., Сулимов Д.Д., Пожаринский А.А., Торочин С.В. ГТУ – 27ПС – перспективный газотурбинный привод сложного цикла. Газотурбинные технологии, май – июнь, -2005, -С. 2 – 7. 8. Билека Б.Д. Комбинированные энергохолодильные установки для повышения эффективности работы газотранспортных систем. Пром. теплотехника, т. 28, № 2.-2006,-С. 132 – 148. 9. Бухолдин Ю.С., Олифиренко В.М., Парафейник В.П., Сухоставец С.В. Энергоутилизационная установка с пентановым рабочим циклом. Газотурбинные технологии, январь – февраль.-2005,-С. 10 – 12.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК 621.91

*В.І. ЛАВРІНЕНКО, Б.В. СИТНИК, В.Г. ПОЛТОРАЦЬКИЙ,
О.А. ДЄВИЦЬКИЙ, О.О. ПАСІЧНИЙ, І.В. ЛЄЩУК,
В.Ю. СОЛОД, В.С. МАНАЄНКОВ*

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ МІКРОНЕРІВНОСТЕЙ ПРИ ШЛІФУВАННІ ШВИДКОРІЗАЛЬНОЇ СТАЛІ КРУГАМИ ІЗ КОМПАКТИВ КНБ

Одним з найважливіших геометричних параметрів, що визначає якість деталі, є шорсткість її поверхонь. Після будь-якої механічної обробки поверхні завжди має місце певна її шорсткість, уникнути якої неможливо. Найбільш розповсюдженим та вживаним в науковій та технічній літературі показником шорсткості поверхні є показник Ra. Між тим, досвід промислової експлуатації виробів [1] підтверджує те, що для різноманітних умов їх експлуатації необхідно контролювати не один, а декілька параметрів шорсткості: для поверхонь, які схильні до контактних напружень – Ra та tr; для пресових з'єднань – Ra; для поверхонь виробів, які піддаються змінним навантаженням – Rmax, Sm та напрямком нерівностей; для поверхонь, які утворюють герметичні з'єднання – Ra та tr.

У цій роботі нами було розглянуто формування параметрів відносної опорної поверхні профілю мікронерівностей оброблюваної поверхні тр стосовно процесів шліфування швидкорізальних сталей кругами з КНБ.

Шорсткість оброблених поверхонь контролювалась за допомогою профілометра-профілографа моделі SurfTest SJ-201 фірми Mitutoyo (Японія), що був підключений до комп'ютера.

Оброблюваний матеріал при дослідженні – швидкорізальна сталь Р6М5.