

**С.А. ШЕВЧЕНКО**, вед. инженер-конструктор, ГКБ «Южное»,  
Днепропетровск;

**С.А. ВАЛИВАХИН**, канд. техн. наук, вед. науч. сотр., ГКБ «Южное»,  
Днепропетровск

## **РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В РЕГУЛЯТОРЕ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА**

Представлены результаты расчёта переходных процессов в регуляторе давления газа при его работе в составе испытательного стенда по нелинейной математической модели, которая учитывает разрыв связей между элементами подвижной системы регулятора. Приведены результаты экспериментального определения переходных процессов. Показана удовлетворительная сходимость экспериментальных характеристик регулятора с результатами расчета по модели.

**Ключевые слова:** регулятор давления газа, отрыв элементов подвижной системы, нелинейная математическая модель, динамические характеристики, переходный процесс.

**Введение.** При проектировании пневмосистем запуска жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) многократного включения важной задачей является выбор параметров регулятора давления газа, обеспечивающих высокое быстродействие и устойчивость процесса регулирования. В настоящей статье описан процесс выбора параметров регулятора для реального двигателя разработки ГКБ «Южное». На этапе проектирования эта задача решалась проведением расчётов по нелинейной математической модели, а после изготовления первых образцов регулятора – экспериментальным подтверждением результатов расчета. Используемая математическая модель регулятора подробно описана в [1]. Ее особенностью является учет разрывов между подвижными элементами регулятора при запуске двигателя. Этот факт был установлен после проведения испытаний первых экземпляров регулятора. Логическая часть программы, учитывающая отрыв, подробно описана в [1].

**Постановка задачи.** Задачей данной работы является верификация разработанной математической модели регулятора. Для этого используются результаты экспериментов по определению переходных процессов в регуляторе на испытательном стенде, схема которого показана на рис. 1. Выбор именно переходных процессов для верификации обусловлен тем, что длительность запуска ЖРД не превышает одной секунды, и большую часть этого времени регулятор работает на переходных режимах.

**Математическая модель.** Для согласования с экспериментальной установкой, представленная в [1] математическая модель была дополнена некоторыми уравнениями. В модель дополнительно было включено уравнение полости между седлом ЭПК 4 и регулятором. Для имитации противодавле-

ния за счет сопротивления металлоукава 9 последний был заменён ёмкостью 9(а) и жиклёром 9(б) с эквивалентными объемом и сопротивлением (рис. 2).

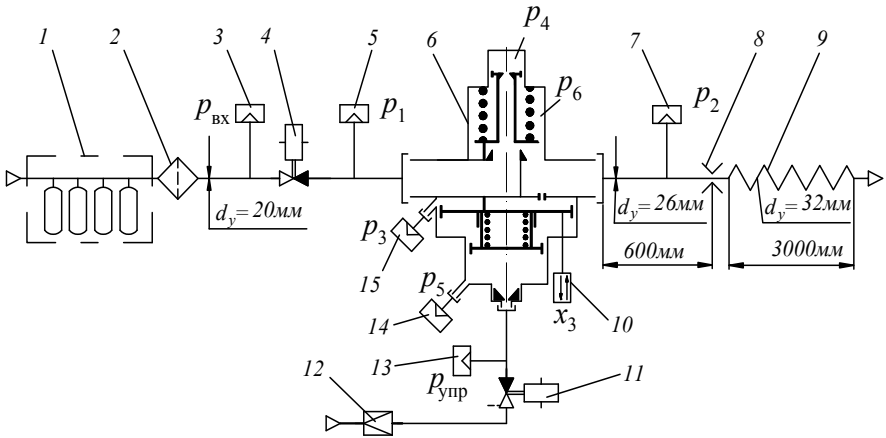


Рис. 1 – Схема испытательного стенда:

1 – баллонная батарея  $V = 28$  л; 2 – фильтр; 3, 5, 7, 13, 14, 15 – первичный преобразователь давления ДДИ-20; 4 – ЭПК непрямого действия; 6 – испытываемый регулятор давления; 8 – жиклер  $d_{ж2} = 19$  мм; 9 – металлоукав; 10 – первичный преобразователь хода индуктивного типа, 11 – ЭПК прямого действия с дренажом; 12 – редукционный клапан.

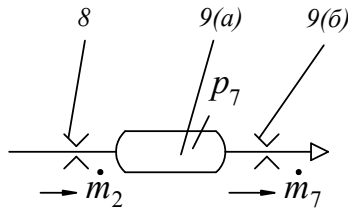


Рис. 2 – Расчётная схема замены металлоукава ёмкостью и жиклёром.

С учетом этих дополнений полная система уравнений имеет следующий вид

$$\dot{p}_1 = (\dot{m}_{\text{эпк}} - \dot{m}_1) \cdot \frac{kRT_1}{V_1}, \quad (1)$$

$$\dot{p}_2 = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_6) \cdot \frac{kRT_2}{V_2}, \quad (2)$$

$$\dot{p}_3 = (-\dot{m}_3 + \frac{p_3}{RT_3} f_{п3} \dot{x}_3) \frac{kRT_3}{V_3^0 - f_{п3} x_3}, \quad (3)$$

$$\dot{p}_4 = (-\dot{m}_4 + \frac{p_4}{RT_4} f_{п4} \dot{x}_4) \frac{kRT_4}{V_4^0 - f_{п4} x_4}, \quad (4)$$

$$\dot{p}_5 = (\dot{m}_5 - \frac{p_5}{RT_5} f_{п5} \dot{x}_5) \frac{kRT_5}{V_5^0 + f_{п5} x_5}, \quad (5)$$

$$\dot{p}_6 = (-\dot{m}_6 + \frac{p_6}{RT_6} f_{п6} \dot{x}_4) \frac{kRT_6}{V_6^0 - (f_{кл} - f_{п4}) x_4}, \quad (6)$$

$$\dot{p}_7 = (\dot{m}_2 - \dot{m}_7) \cdot \frac{kRT_7}{V_7}, \quad (7)$$

$$\ddot{x}_i = \sum_{i=3}^5 F_i / M_i, \quad (8)$$

где  $\dot{m}_{\text{ЭПК}}$  и  $\dot{m}_7$  – массовые расходы газа через ЭПК 4 и жиклёр 9(б);  $T_1$  и  $T_7$  – температура газа на входе в регулятор и в ёмкости 9(а);  $V_1$  и  $V_7$  – объём полости между ЭПК 4 и регулятором и ёмкости 9(а). Все остальные обозначения в уравнениях соответствуют принятым в [1].

Особо следует остановиться на учете температуры газа в полостях регулятора. При выводе уравнений все процессы принимались адиабатическими, и поэтому в уравнениях всех полостей указана своя температура и общий показатель адиабаты. На самом деле все обстоит намного сложнее. Температура газа резко понижается за счет адиабатического дросселирования в рабочей щели между клапаном и седлом в соответствии с эффектом Джоуля – Томсона. Сам процесс расширения нельзя считать чисто адиабатическим с показателем адиабаты  $k = 1,4$ , так как какой-то теплообмен между газом и стенками все же есть. Быстрее всего этот процесс политропический с показателем политропы  $n < k$ . Кроме того, показатели адиабаты и политропы для реальных газов тоже изменяются при изменении давления и температуры. Все это не позволяет точно вычислять температуру газа в полостях.

Если температуру  $T_2$  вычислять по адиабате с показателем  $k = 1,4$  при изменении давления от 32 до 2 МПа, то получается нереальная температура  $T_2 \approx 132$  К. При политропическом расширении с показателем политропы  $n = 1,2$  температура уже получается  $T_2 \approx 184$  К. При определении температуры с учетом эффекта Джоуля – Томсона [3] при срабатывании того же перепада давлений получается температура  $T_2 = 255$  К. Сравнительные расчеты при разных температурах  $T_2$  в диапазоне (230...255) К не дали большого отличия в значении параметров переходных процессов. Реально при экспериментах температуру воздуха не измеряли, но при снятии статических характеристик регулятора на этом стенде трубопровод на выходе из регулятора покрывался инеем сразу же после начала испытаний.

С учетом сказанного при проведении расчетов была принята следующая модель учета температуры. Температуру воздуха до регулятора принимали постоянной  $T_1 = 293$  К. Температуру во всех остальных полостях  $T_2, T_3, T_4, T_6, T_7$  тоже считали постоянной, равной  $T_1 - \alpha \Delta p_c$ , где  $\Delta p_c = p_1 - p_2$  – пере-

пад давлений на седле регулятора;  $\alpha_c = 0,19 \cdot 10^{-5}$  К/Па – коэффициент Джоуля – Томсона для воздуха.

Для того чтобы упростить математическую модель и не вовлекать в описываемую систему другие агрегаты, от которых зависит динамика исследуемого регулятора, некоторые входные для регулятора параметры задавались интерполяционными зависимостями, взятыми из эксперимента. Так темп роста давления  $p_5$  после открытия ЭПК 11, зависящий от динамических характеристик редукционного клапана 12 и параметров управляющей магистрали, имитировали интерполяционной зависимостью, описывающей экспериментальную кривую  $p_5$ . Для имитации кривой  $p_1 = f(t)$ , характер которой определяется скоростью открытия ЭПК 4, задавались временем его открытия. Точно так же поступили с падением давления в баллонной батарее. Коэффициенты расхода жиклёров и клапанной пары регулятора принимались постоянными и выбирались в диапазоне значений 0,4...0,8.

**Объект и методика испытаний.** Для испытаний был изготовлен экспериментальный образец регулятора (рис. 3), который отличался от штатного тем, что в нём были установлены дополнительные штуцеры для установки датчиков давления и датчика хода. На рисунке рядом с замерными штуцерами показан и измеряемый параметр в соответствии с его обозначением в расчетных уравнениях. Далее по тексту все номера позиций относятся к рис.3, если нет других указаний.

Конструкция и работа регулятора описаны в [1]. Для удобства чтения здесь дадим только краткое их пояснение.

Чувствительный элемент регулятора – блок поршней 3 и 5, а исполнительный элемент – дроссель типа сопло-заслонка, образованный клапаном 9 и седлом  $B$ . Клапан и поршни кинематически связаны друг с другом толкателями 6.

Рабочим телом для регулятора в составе двигателя является гелий давлением 34 МПа. Для удешевления вся автономная отработка велась на воздухе с последующей проверкой результатов на гелии. Включение регулятора осуществляется подачей управляющего давления в полость 17 через штуцер 18. Газ высокого давления из входной полости 7 через зазор между клапаном 9 и седлом  $B$  проходит в выходную полость 15, а через демпфирующий жиклёр 14 попадает и в полость 16 над поршнем 5. При этом давление понижается до величины, отрегулированной при изготовлении регулятора. При несоответствии давления в полости 15 настроечному значению изменяется баланс сил на подвижных элементах, клапан перемещается относительно седла, и за счет изменения расхода газа это несоответствие устраняется.

До изготовления первых экземпляров регулятора расчетом по математической модели [1] из условия обеспечения устойчивости процесса регулирования были определены диаметры демпфирующего жиклёра  $d_{ж3}$  и жиклёра на входе в управляющую полость  $d_{ж5}$ . Сопротивление этих жиклеров при прочих равных условиях определяет длительность процесса вступления регулятора в работу при запуске двигателя и устойчивость регулирования.

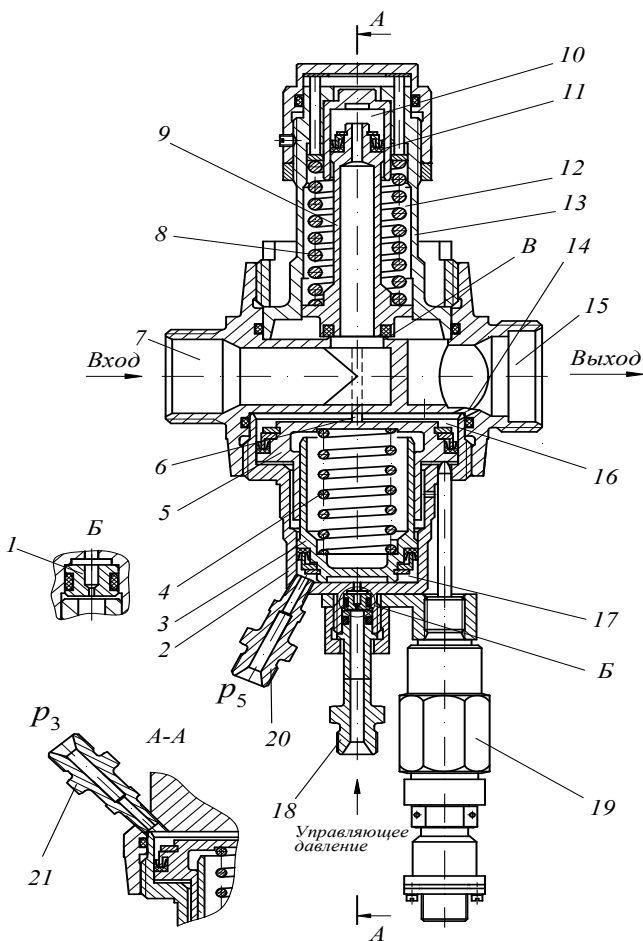


Рис. 3 – Экспериментальный экземпляр регулятора давления:  
 1 – жиклёр ( $d_{ж5}$ ); 2 – крышка; 3, 5 – поршень; 4, 8 – пружина; 6 – толкатель;  
 7 – входная полость; 9 – клапан; 10 – разгрузочная полость; 11 – манжета;  
 12 – пружинная полость; 13 – крышка; 14 – демпфирующий жиклёр ( $d_{ж3}$ );  
 15 – выходная полость; 16 – демпфирующая полость; 17 – управляющая полость;  
 18 – штуцер для подачи давления в управляющую полость; 19 – первичный преобразователь хода поршня; 20, 21 – штуцер для замера давления; B – седло.

Испытания проводили по следующей методике:

- заправляли баллонную батарею 1 (рис.1) сжатым воздухом. Назначение батареи – компенсировать бросковые расходы воздуха при включении регулятора;
- включали ЭПК 4 (подача давления на вход в регулятор);
- через 1...3 с включали ЭПК 11 (подача давления в управляющую по-

лость регулятора);

– через 1...3 с выключали ЭПК 4 (прекращение подачи давления на вход в регулятор);

– выключали ЭПК 11 (одновременное прекращение подачи давления и открытие дренажа из управляющей полости регулятора).

Регулятор вступал в работу и выключался при подаче и прекращении подачи давления на вход и в его управляющую полость.

Сигналы преобразователей 3, 5, 7, 10, 13, 14 и 15 регистрировали на ЭВМ с частотой опроса 16 кГц. Тип преобразователей давления был выбран с учетом их высоких динамических характеристик. Приемлемая точность измерений в пределах  $\pm 1,5\%$  обеспечивалась аттестацией непосредственно перед испытаниями совместно с вторичными преобразователями и измерными линиями.

Эксперименты проводились при уровне входного давления в диапазоне (28...34) МПа, управляющего давления 6,5 МПа и расходе воздуха через регулятор до 1 кг/с. Расход обеспечивался диаметром жиклера на выходе из регулятора и при экспериментах не замерялся. На указанных режимах регулятор поддерживал давление на выходе  $p_2 = 2 \pm 0,17$  МПа.

**Сравнение результатов расчёта и эксперимента.** Характерный переходный процесс вступления регулятора в работу, зарегистрированный при одном из экспериментов, показан на рис.4. Из-за большой разницы абсолютных значений давлений на входе, регистрируемых преобразователями 3 и 5 (рис.1), эти давления на рисунке не показаны.

Для сравнения результатов расчётный и экспериментальный переходные процессы показаны на рис.5. Оси времени экспериментальных и расчётных кривых совмещены. Для удобства чтения и анализа на графиках расчётного переходного процесса ход клапана  $x_4$  и ход поршня  $x_3$  приведены к одной системе координат.

И расчет, и эксперимент показали провал давления  $p_1$  на входе при включении регулятора из-за сопротивления каналов и седла ЭПК 4. Они также показали заброс давления  $p_2$  на выходе из регулятора относительно его настроечного значения  $p_2 = 2$  МПа. С точки зрения запуска двигателя заброс нежелателен, так как может привести к забросу оборотов пусковой турбины. Было установлено, что заброс связан с быстрым открытием клапана под действием перепада давлений  $p_2$  и  $p_6$  на его тарели. Величина заброса практически не регулируется изменением объемов полостей регулятора. Плавное увеличение объёма выходной полости не приводит к плавному уменьшению величины заброса. Он либо достигает своего максимума, либо отсутствует. Причем диапазон объемов выходной полости, в котором можно влиять на величину заброса, чрезвычайно мал. Этот эффект связан со статической неустойчивостью клапана из-за положительной обратной связи между его подъёмом и усилием от перепада давлений на тарели. Подобный эффект («эффект дифференциального клапана») подробно описан в [2]. В процессе отработки заброс выходного давления был устранён уменьшением сопротивления кольцевого зазора между клапаном и его направлением в крышке 13.

Для этого по периметру тарели клапана были выполнены пазы.

Из расчёта следует, что после отрыва от поршня клапан движется вверх до своего упора и удерживается там усилием от перепада давлений  $p_2 - p_6$ . По мере заполнения пружинной полости перепад  $p_2 - p_6$  уменьшается, и под действием пружины клапан начинает закрываться. В течение некоторого времени от начала движения клапана на закрытие давление  $p_2$  ещё продолжает расти из-за поступления воздуха с входа, но потом падает. Дальнейшее уменьшение выходного давления  $p_2$  после закрытия клапана связано с опорожнением выходной полости через жиклёр 8 (рис. 1).

Представляет интерес эволюция движения поршня 5, который является чувствительным элементом регулятора. Сначала под действием давления  $p_5$  он начинает перемещаться вверх, поднимая клапан над седлом. Потом под действием появившегося заброса выходного давления перемещается до нижнего упора и остается в этом положении до того момента, когда после заброса выходное давление снизится до настроенной величины. В начальной фазе этого процесса, когда после первоначального подъема поршень начинает двигаться вниз, а давление  $p_2$  за регулятором продолжает увеличиваться, разрывается кинематическая связь между поршнем и клапаном, о которой было сказано выше. Длительность участка, в течение которого поршень находится на нижнем упоре, составляет (0,05...0,06) с. В зависимости от темпа роста управляющего давления участков переходного процесса, показанных на рис. 5, может быть несколько. Все зависит от диаметра жиклера  $l$ . При выбранном диаметре 0,8 мм за время запуска появляется только один такой участок.

Характер изменения давлений в полостях регулятора и перемещения его деталей, полученных расчетом и измеренных при экспериментах, хорошо согласуются. Это говорит о достоверности их математического описания. Хуже обстоит дело с описанием входной и выходной магистралей. При экспериментах в моменты открытия и закрытия входного ЭПК 4 регистрировались колебания давления во входной магистрали типа пневмоударов длительностью  $\approx 0,5$  с с частотой около 100 Гц и амплитудой до 9 МПа и в выходной магистрали с частотой около 80 Гц и амплитудой до 0,3 МПа, в то время как расчетом они не получены. Начиная с момента времени  $t \approx 0,27$  с (рис. 5), расчетные значения давления  $p_2$  ниже экспериментальных. Это говорит о том, что принятые модели трубопроводов, не учитывающие волновых процессов, и, по-видимому, некорректная замена металлорукава на выходе емкостью и жиклером требуют уточнения.

С помощью разработанной математической модели успешно были решены следующие задачи:

– выбрана очередность подачи команд на открытие входного ЭПК 4 и командного ЭПК 11, что позволило ограничить время совместной работы пусковой турбины на гелии и газогенератора;

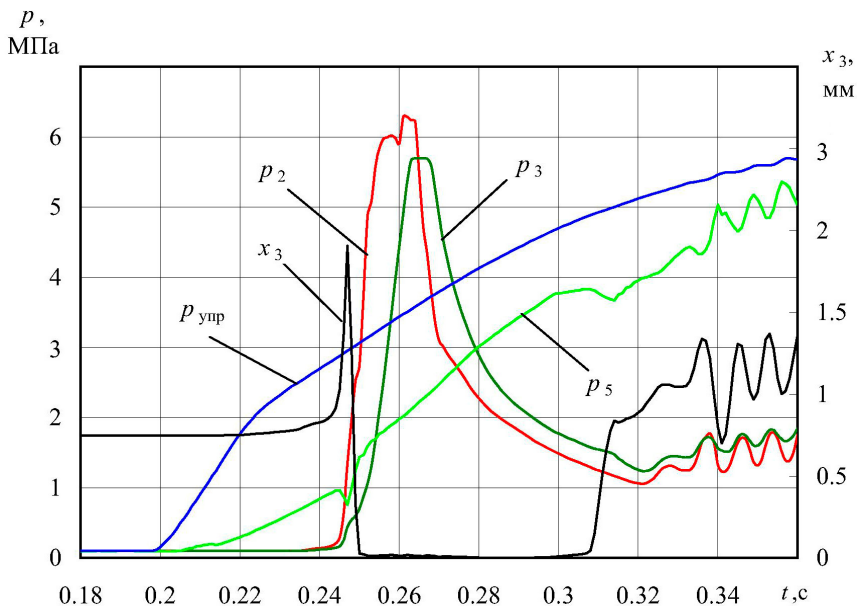


Рис. 4 – Переходный процесс (эксперимент).

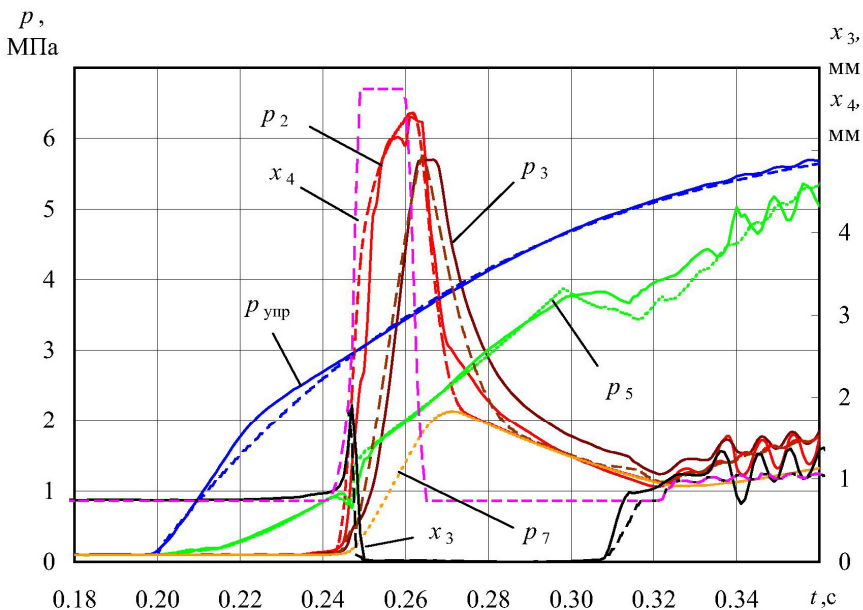


Рис. 5 – Расчётный (пунктирные линии) и экспериментальный (сплошные линии) переходные процессы.



- исключен заброс выходного давления в момент включения регулятора;
- подобраны параметры демпфирующих жиклеров, обеспечивающие устойчивость процесса регулирования.

**Перспективы дальнейших исследований.** В дальнейшем планируется дополнить модель уравнениями, учитывающими волновые процессы в трубопроводах стенда и уточнить методику расчёта сопротивления металлорукава в выходной магистрали. Следует отметить, что при экспериментальной отработке практически невозможно смоделировать параметры магистралей двигателя на испытательном стенде. Поэтому уточнение моделей магистралей необходимо в первую очередь для проверки их правильного математического описания.

**Выводы.** Разработанная математическая модель, учитывающая разрыв кинематической связи между элементами его подвижной системы, качественно и с приемлемой точностью количественно описывает переходные процессы в регуляторе. Описание входной и выходной магистралей требует уточнения.

**Список литературы:** 1. Шевченко С.А., Валивахин С.А. Математическая модель регулятора давления газа // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 18 (1061). – С. 195 – 209. 2. Григорьев А.Л., Геворкян Ю.Л. Абсолютная и относительная устойчивость гидромеханических узлов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – №2. – С. 88 – 106. 3. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Физматгиз, 1963. – 708 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Shevchenko, S. A., and S. A. Valivakhin. "Matematicheskaja model' reguljatora davljenja gaza." *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universytetu «KhPI»*. Ser.: *Matematyčne modeljuvannja v tehničii ta tehnologijah*. No. 18 (1061). Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. 195–209. Print. 2. Grigor'ev, A. L., and Ju. L. Gevorkjan. "Absoljutnaja i odnositel'naja ustojčivost' gidromehaničeskich uzlov." *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universytetu «KhPI»*. *Zbirnik naukovyh prac'. Tematyčnij vypusk: Matematyčne modeljuvannja v tehničii ta tehnologijah*. No. 2. Kharkiv: NTU «KhPI», 2012. 88–106. Print. 3. Vargaftik, N. B. *Spravochnik po teplofizicheskim svojstvam gazov i zhidkostej*. Moscow: Fizmatgiz, 1963. Print.

Надійшло (received) 09.08.2014

УДК 621.923

**В.Г. ШКУРУПІЙ**, канд. техн. наук, доц., ХНЕУ, Харків

## **АНАЛІТИЧНИЙ ОПИС ПАРАМЕТРІВ ШОРСТКОСТІ ПОВЕРХНІ ПРИ АБРАЗИВНОМУ ПОЛІРУВАННІ**

Обґрунтовані умови зменшення шорсткості поверхні при абразивному поліруванні з фіксованим радіальним зусиллям, які полягають в основному в зменшенні тиску в зоні обробки й збільшенні поверхневої концентрації абразивних зерен на робочій поверхні інструмента. Доведено, що з кі-

© В. Г. Шкурупій, 2014