

УДК 629.76.064.017

## **Результаты математического моделирования участка выхода на режим газогидравлического преобразователя энергии рулевого привода**

Д. И. Евстратов

### **Аннотация**

Рассматривается математическая модель, описывающая работу газогидравлического преобразователя энергии рулевого привода на участке выхода на режим заданной мощности.

### **Ключевые слова**

твёрдотопливный газогенератор, преобразователь энергии, вытеснитель, переходный процесс, рулевой привод.

### **Введение**

Практика отработки газогидравлических преобразователей (ГГП) совместно с твёрдотопливным газогенератором (ТГ) [1] показала, что наиболее сложным для описания физических процессов и проектирования является нестационарный участок, связанный с запуском и выходом на режим заданной мощности.

Этот параметр является важным с точки зрения быстродействия готовности привода к эксплуатации в составе летательного аппарата.

В данной статье представлена попытка описания участка выхода на режим заданной мощности ТГ с вытеснительным источником питания (ВИП) обыкновенными дифференциальными уравнениями газовой и гидродинамики. Для иллюстрации достоверности полученных результатов математического моделирования привлечены данные экспериментальных результатов натурных образцов.

## Описание конструкции ГГП вытеснительного типа

Один из вариантов конструктивного исполнения ГГП вытеснительного типа представлен на рис. 1.

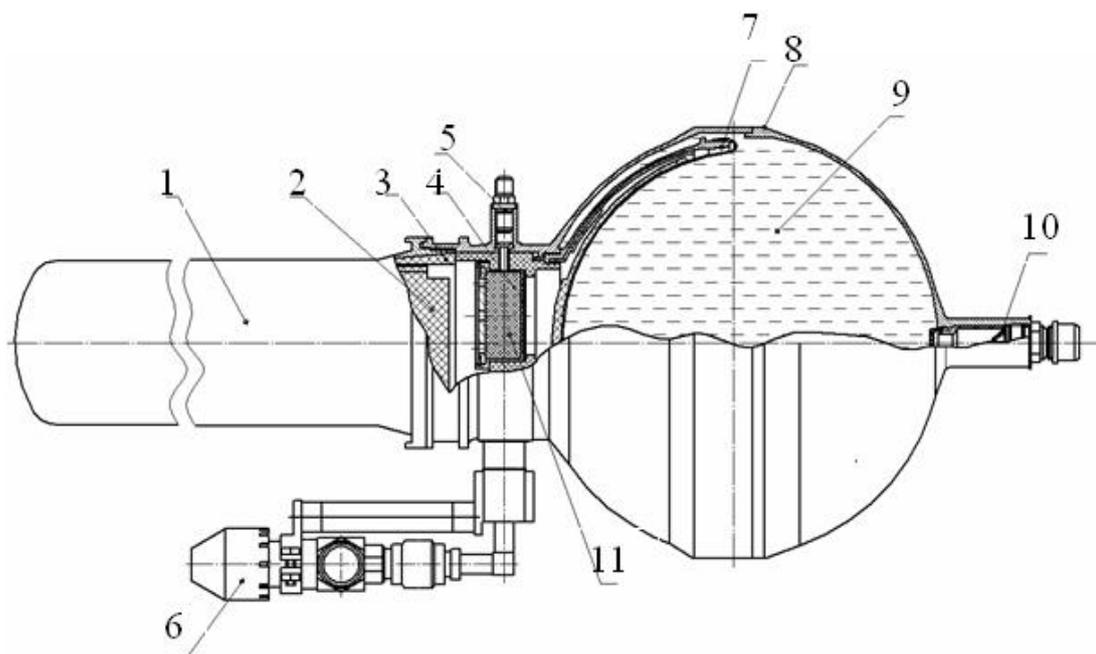


Рис.1 Конструктивная схема газогидравлического источника питания 1- газогенератор, 2- пороховой заряд, 3- теплозащитное покрытие, 4- фильтр газовый, 5- инициатор, 6- клапан, 7- диафрагма, 8- бак, 9- рабочая жидкость, 10- фильтр гидравлический, 11- навеска.

## Математическая модель участка выхода на режим ГГП

Для построения математической модели участка выхода на режим по давлениям газа и нагнетания рабочей жидкости использованы следующие уравнения:

1) уравнение баланса массового секундного прихода и расхода газа в ТТГГ с учётом работы газового клапана – уравнение Бори;

2) уравнение состояния газа в камере сгорания ТГ;

3) уравнение баланса расхода рабочей жидкости в баке ВИП и потребителе;

4) уравнение баланса сил, действующих со стороны газовой полости на металлическую диафрагму вытеснителя и сил сопротивления движению диафрагмы со стороны жидкостной полости бака ВИП.

Известно, что секунднй газоприход от ТГ уравнивается расходом газа, затрачиваемым:

1) на заполнение, увеличивающегося вследствие вытеснения жидкости из бака, газового объёма полости вытеснителя и объёма, образованного в результате сгорания заряда ТГ;

2) на истечение газа через газовый клапан;

3) на сжатие жидкости и воздушного объёма жидкостной полости, образованного в результате выделения растворённого в жидкости газа при длительном хранении (явление «отстоя»).

С учётом степенного закона зависимости скорости горения от давления, уравнения состояния газа в газовой полости вытеснителя, линейной зависимости непроизводительного расхода жидкости от давления и сверхкритического истечения газа через клапан уравнение баланса записывается в виде для  $P > P_0$ :

$$u_1 \cdot \gamma \cdot S \cdot P^\nu = \frac{(K_{YT} \cdot P) \cdot P}{\chi \cdot R_G \cdot T_G} + A \cdot [\sigma_0 + K_{\sigma P} (P - P_0)] \cdot P + \frac{V}{R_G \cdot T_G} \cdot \frac{dP}{dt}, \quad (1)$$

где  $u_1$  - коэффициент чувствительности скорости горения к температуре заряда твёрдого топлива,  $\gamma$  - удельный вес топлива,  $S$  - поверхность горения топлива,  $\nu$  - показатель степени в законе горения топлива,  $\chi$  - коэффициент тепловых потерь газа в объёме бака вытеснителя,  $R_G$  - удельная газовая постоянная продуктов сгорания топлива,  $T_G$  - температура газа,  $A$  - коэффициент

истечения газа,  $\sigma_0$  - площадь зазора между клапаном и седлом в закрытом состоянии,  $K_{\sigma P}$  - коэффициент пропорциональности между проходным сечением клапана и давлением в зоне регулирования.

Для  $P < P_0$  уравнение баланса прихода и расхода при течении газа через минимальное сечение клапана, образованного его положением на седле, преобразуется к виду:

$$u_1 \cdot \gamma \cdot S \cdot P^v = \frac{(K_{YT} \cdot P) \cdot P}{\chi \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma}} + A \cdot \sigma_0 \cdot P + \frac{V}{R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma}} \cdot \frac{dP}{dt}, \quad (2).$$

Уравнения (1) и (2) описывают процессы, протекающие в газовой полости ВИП, до диафрагмы.

Используя преобразование Лапласа, запишем уравнения работы ГПП в операторной форме:

$$\frac{V}{R_{\Gamma} T_{\Gamma}} \cdot s \cdot p(s) = u_1 \cdot \gamma \cdot S \cdot p^v(s) - A \cdot p(s) \cdot [\sigma_0 + K_{Gp} \cdot (p - p_0)] - \frac{P}{R_{\Gamma} T_{\Gamma}} \cdot Q_{ж}(s), \quad (3)$$

где  $Q_{\Gamma} = Q_{ж} = Q_{YT} = K_{YT} \cdot P$ .

Уравнения, описывающие процессы за диафрагмой в полости бака с рабочей жидкостью и воздушной средой, составлены на основании использования уравнений неразрывности (сплошности) потока жидкости, сжатия рабочей жидкости в нагнетательной полости гидросистемы, состояния растворённого воздуха в объёме воздушной среды в жидкости бака.

Объёмный расход газа  $Q_{\Sigma}$  в газовой части ГПП, используется для компенсации расходов на сжатие воздушной среды и вытеснения жидкости из полости бака, в виде:

$$Q_{\Sigma} = S_D \cdot \frac{dx}{dt} = Q_{YT} + Q_{СЖ}^{\mathcal{K}} + Q_{СЖ}^B, \quad (4)$$

где  $S_D$  - площадь диафрагмы,  $x$  - перемещение диафрагмы,  $Q_{YT} = K_{YT} \cdot P_H$  - утечки в плоских зазорах золотников РМ,  $Q_{СЖ}^B = -\frac{V_B}{P_H} \cdot \frac{dP_H}{dt} \dots (P_H \cdot V_B = m \cdot R \cdot T \rightarrow \frac{P_H}{RT} \frac{dV_B}{dt} + \frac{V_B}{RT} \cdot \frac{dP_H}{dt} = 0)$  - расход на сжатие воздуха в баке ( $V_B$  - объём воздушной среды бака до её сжатия,  $m$  - масса воздуха в жидкостной полости бака),  $Q_{СЖ}^{\mathcal{K}} = \frac{V_{ж}}{E} \frac{dP_H}{dt}$  ( $V_{ж}$  - объём жидкости в полости бака,  $E$  - объёмный модуль упругости рабочей жидкости).

После подстановки составляющих расхода уравнение баланса расхода примет вид:

$$S_D \cdot \frac{dx}{dt} = K_{YT} \cdot P_H + \left( \frac{V_{Ж}}{E} - \frac{V_B}{P_H} \right) \cdot \frac{dP_H}{dt}, \quad (5)$$

Используя оператор преобразования Лапласа, уравнение (5) примет вид:

$$\begin{aligned} S_D \cdot s \cdot x(s) &= K_{YT} \cdot P_H(s) + \left( \frac{V_{Ж}}{E} - \frac{V_B}{P_H(s)} \right) \cdot s \cdot P_H(s) \\ x(s) &= \frac{1}{S_D} \cdot \left[ \frac{K_{YT} \cdot P_H(s)}{s} + \frac{V_{Ж}}{E} \cdot P_H(s) - V_B \right] \end{aligned} \quad (6)$$

Уравнение нагрузки, действующей на диафрагму, в соответствии с уравнением баланса сил и учётом инерционности массы жидкости  $\frac{\alpha \cdot L \cdot \gamma \cdot S_D}{g}$ , имеет вид:

$$(P - P_H) \cdot S_D = C_B \cdot x + K_{BT} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{\alpha \cdot L \cdot \gamma_{Ж}}{g} \frac{dQ_{Ж}}{dt} = C_B \cdot x + K_{BT} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{\alpha \cdot L \cdot \gamma_{Ж} \cdot S_D}{g} \frac{d^2x}{dt^2}, \quad (7)$$

где  $\alpha = 1,1$  – коэффициент количества движения, не зависящий от времени,  $L$  – полный ход диафрагмы до полного вытеснения жидкости из бака,  $g = 980 \frac{см}{с^2}$  – ускорение свободного падения,  $\gamma_{Ж} = 0,85 \cdot 10^{-3} \frac{кГ}{см^3}$  – уд. вес рабочей жидкости,  $C_B$  – суммарная жёсткость диафрагмы и воздушной пружины (величина, определяемая в ходе моделирования),  $K_{BT}$  – коэффициент вязкого трения (определяется течением жидкости в плоском зазоре золотников РМ).

Применив преобразование Лапласа к уравнению (7), получим выражение для перемещения диафрагмы в виде:

$$x(s) = \frac{S_D}{C_B} \cdot \frac{1}{1 + 2 \cdot \xi \cdot T \cdot s + T^2 \cdot s^2} \cdot [P(s) - P_H(s)], \quad (8)$$

где  $T = \sqrt{\frac{\alpha \cdot V_{Ж} \cdot \gamma}{g \cdot C_B}}$  – постоянная времени жидкостной полости ВИП с учётом наличия в ней

воздушной полости,  $2 \cdot \xi \cdot T = \frac{K_{BT}}{C_B}$  – комплекс, учитывающий действие вязкого трения рабочей

жидкости при течении в плоском зазоре золотника.

Приравняв (6) и (8), получим уравнение гидравлической части ГТП в виде соотношения:

$$\frac{S_D}{C_B} \cdot \frac{1}{1 + 2 \cdot \xi \cdot T \cdot s + T^2 \cdot s^2} \cdot [P(s) - P_H(s)] = \frac{1}{S_D} \cdot \left[ \frac{K_{YT} \cdot P_H(s)}{s} + \frac{V_{Ж}}{E} \cdot P_H(s) - V_B \right], \quad (9)$$

После преобразования в формат, удобный для построения структурной схемы математической модели, уравнение (9) будет иметь вид:

$$\left\{ \frac{S_D^2}{C_B} \cdot \frac{[P(s) - P_H(s)]}{1 + 2 \cdot \xi \cdot T \cdot s + T^2 \cdot s^2} - \left[ \frac{K_{YT} \cdot P_H(s)}{s} - V_B \right] \right\} \cdot \frac{E}{V_{Ж}} = P_H(s), \quad (10)$$

### ***Результаты моделирования***

Структурная схема обобщённой модели газовой и гидравлической частей на основании уравнений (3) и (10) представлена на рис. 2.

## Модель работы ГПП на участке выхода на режим по давлению

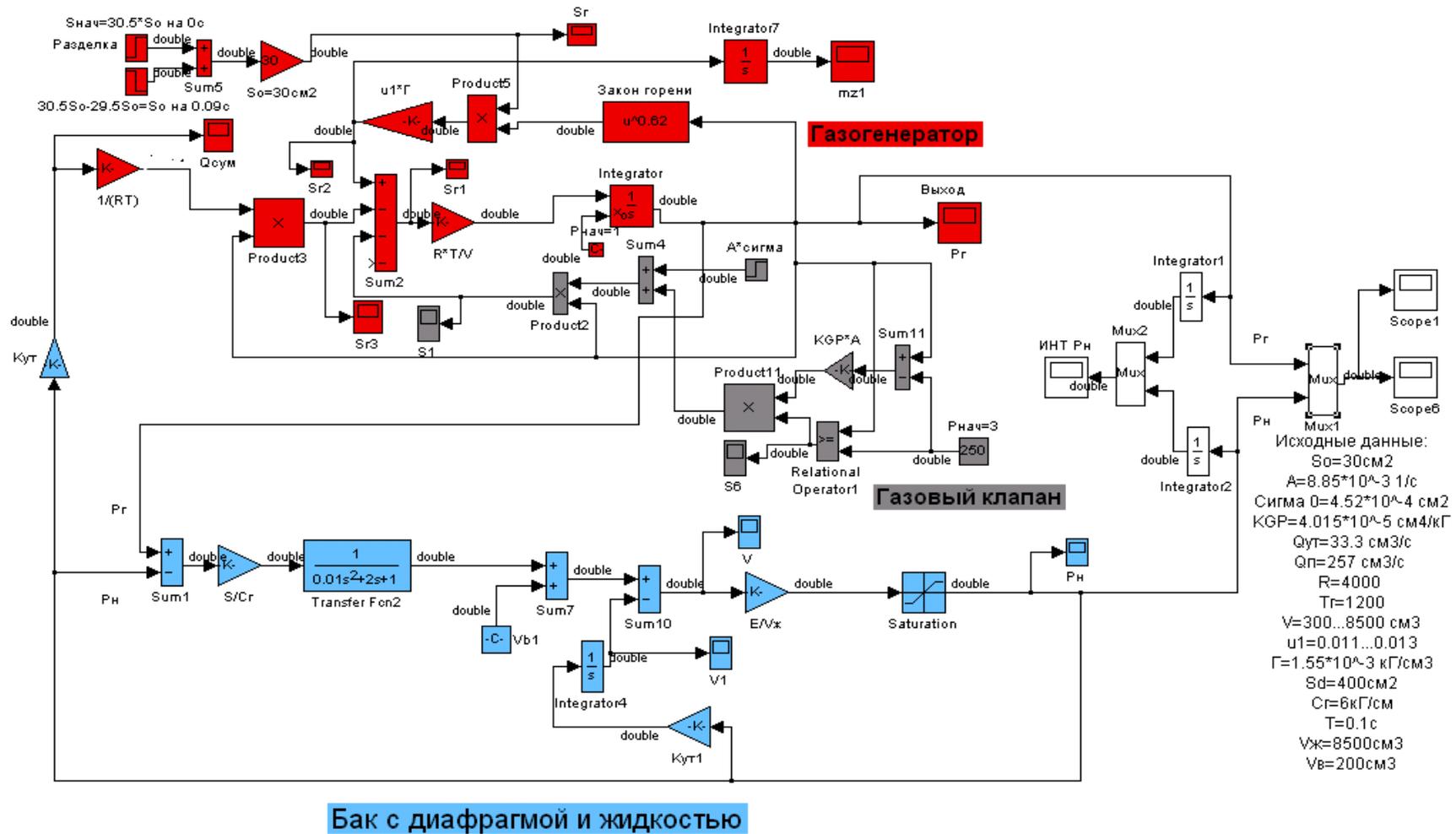


Рис. 2. Структурная схема обобщённой модели газовой и гидравлической частей ГПП.

Переходный процесс изменения давлений  $P(t)$  и  $P_H(t)$  представлен на рис. 3 для следующих параметров модели:

$$u_1 = 0.011; \quad \gamma = 1.55 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{см}^3}; \quad S = 30 \text{ см}^2; \quad \nu = 0.62; \quad R_\Gamma = 4000 \frac{\text{кг} \cdot \text{см}}{\text{кг} \cdot \text{с} \cdot \text{К}}; \quad T = 1400^0 \text{ К}; \quad \chi = 0.8;$$

$$A = 8.85 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{с}}; \quad \sigma_0 = 4.52 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2; \quad K_{\sigma P} = 1.2 \cdot 10^{-4} \frac{\text{см}^4}{\text{кг}}; \quad P_0 = 250 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad S_D = 400 \text{ см}^2; \quad C_\Gamma = 6 \frac{\text{кг}}{\text{см}};$$

$$V_B = 100 \text{ см}^3; \quad V_{Ж} = 8000 \text{ см}^3; \quad R_B = 3000 \frac{\text{кг} \cdot \text{см}}{\text{кг} \cdot \text{с} \cdot \text{К}}; \quad T_B = 293^0 \text{ К}; \quad E = 13000 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; \quad T = 0.1 \text{ с};$$

$$2 \cdot \xi \cdot T = 2 \text{ с}; \quad K_{\gamma T} = 0.278 \frac{\text{см}^5}{\text{кг}}.$$

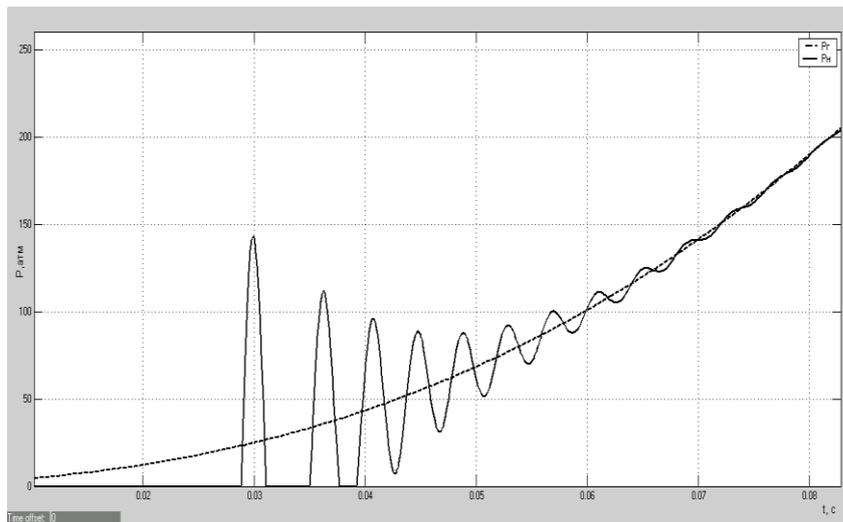


Рис. 3. Переходный процесс изменения давления в газовой и гидравлической полостях при запуске ГГП.

Как следует из графика рис.3, процесс запуска ГГП сопровождается затухающим колебательным процессом, обусловленным взаимодействием массы жидкости бака, гидравлической и газовой пружин. Затухание процесса происходит по мере сжатия газового объёма при увеличении давления и при достижении давления настройки газового клапана практически прекращается. Высокая частота

изменения давления нагнетания фильтруется газовым объёмом бака и камеры сгорания и не находит отражение в кривой давления газа (гладкая экспонента в характере роста давления газа).

Для подтверждения достоверности разработанной модели ГПП на рис.4 представлены переходные процессы участка запуска, полученные в результате моделирования и эксперимента одного из образцов ГПП с данными соответствующими данным математического моделирования, представленных выше.

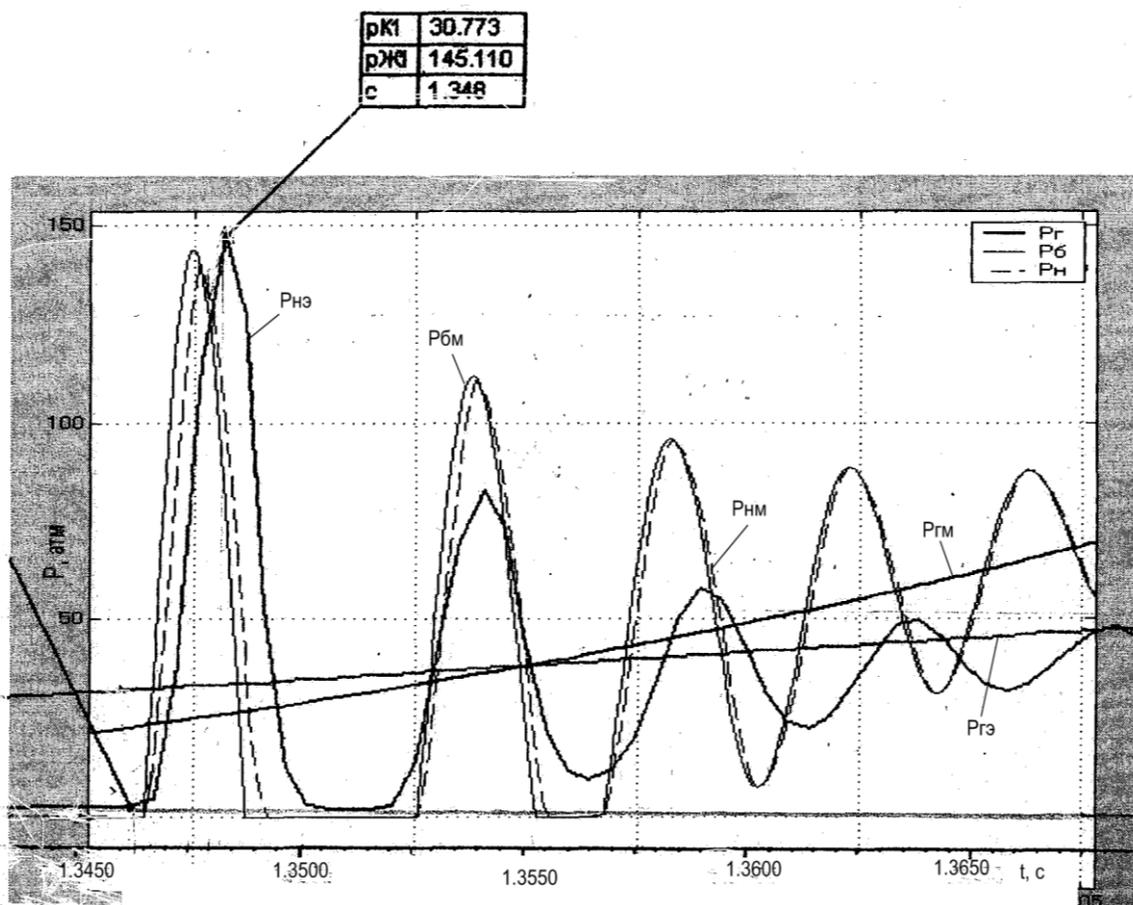


Рис. 4. Экспериментальный и модельный участок запуска ГПП:  $P_{гм}$ ,  $P_{нм}$  – давление в газовой и гидравлической полостях, полученные на модели,  $P_{гэ}$ ,  $P_{нэ}$  - давление в газовой и гидравлической полостях, полученные в эксперименте.

## ***Выводы***

Разработанная математическая модель участка выхода на заданный режим мощности ГПП соответствует с достаточной для инженерных расчётов точностью физическим процессам, протекающим в ГПП.

## ***Библиографический список***

1. Орлов Б. В., Мазинг Г. Ю. Термодинамические и баллистические основы проектирования ракетных двигателей на твердом топливе. - М.: Машиностроение, 1979. – 392с., ил.

## **Сведения об авторах**

Евстратов Дмитрий Игоревич, аспирант Московского авиационного института (национального исследовательского университета), тел.: 8-903-528-46-87, E-mail: Lobach89@list.ru.

