

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ГИДРОПЯТЫ С ПОДАТЛИВЫМ УПОРНЫМ КОЛЬЦОМ

И.В. Павленко*,

А. Корчак**

**Сумский государственный университет, Украина*

***Силезский политехнический институт, г. Гливице, Польша*

В работе предложена и рассмотрена математическая модель автоматического устройства разгрузки осевой силы, имеющее податливые конструктивные элементы. На основе этой модели предложен алгоритм расчёта основных характеристик гидропяты.

ВВЕДЕНИЕ

Рабочее колесо одностороннего входа подвергается воздействию осевой силы, т.к. поверхность его основного диска, находящегося под давлением нагнетания, больше аналогичной поверхности покрывающего диска (рисунок 1).

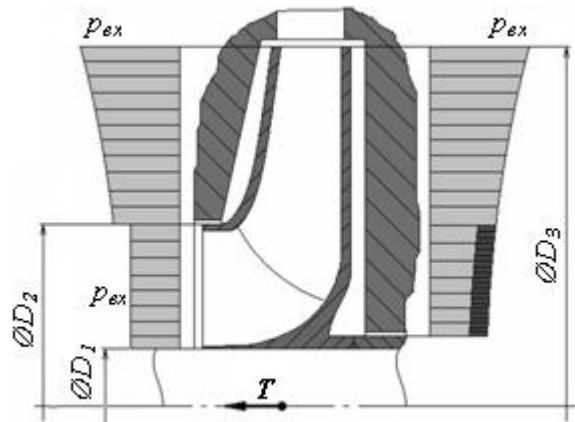


Рисунок 1 – Возникновение осевой силы на роторе центробежного насоса

Давление, действующее на оба диска рабочих колёс центробежных насосов неодинаково, потому что жидкость, заключенная между дисками рабочего колеса и стенками корпуса насоса, вращается, и давление, действующее на диаметре выхода рабочего колеса, значительно выше, чем у втулки рабочего колеса.

В многоступенчатом центробежном насосе суммарная осевая сила равна сумме осевых сил на каждом из рабочих колёс. В современных высоконапорных центробежных насосах она достигает десятков тонн. Разгрузка осевой силы разгрузочными гидравлическими устройствами или восприятием механическим способом сопряжена с потерями на утечки и на трение.

Существует множество способов разгрузки осевой силы:

- применение разгрузочного барабана (думмиса) и упорного подшипника;
- применение гидравлической пяты;
- изменение расположения рабочих колёс и т.д.

В настоящее время применяются автоматически уравновешивающие устройства – гидропяты (рисунок 2). Они, как свидетельствует

многолетний опыт эксплуатации, способны в течение длительного времени обеспечивать надёжное уравнивание осевой силы, причём в широком диапазоне их изменения. Гидропята выполняет одновременно функции упорного гидростатического подшипника и комбинированного концевой уплотнения с саморегулируемым зазором. Работа устройства основана на том, что осевая сила, раскрывающая торцовую пару, зависит от величины зазора.

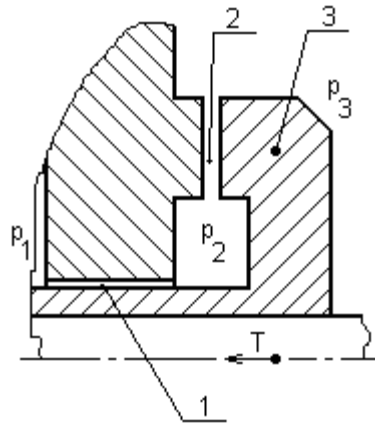


Рисунок 2 – Схема уравнивающего устройства

Основой уравнивающего устройства (рисунок 2) являются две последовательно расположенные щели 1, 2 и разгрузочный диск 3. Цилиндрическая щель 1 имеет постоянное гидравлическое сопротивление, а сопротивление торцевой щели 2 изменяется при осевых перемещениях ротора вследствие изменения торцового зазора.

В предельном случае, когда торцовый зазор равен нулю и протечек нет, давление в камере 2 гидропята достигает наибольшего значения и равно давлению за последней ступенью насоса p_1 . При этом на разгрузочный диск действует максимальная осевая сила, направленная в сторону нагнетания. В другом крайнем случае, когда торцовый зазор увеличен, почти весь перепад давления $\Delta p = p_1 - p_3$ дросселируется в цилиндрической щели, и давление в камере гидропята падает до давления за торцевой щелью $p_2 = p_3$. При этом осевая сила, действующая на разгрузочный диск, уменьшается до нуля.

В рабочих условиях увеличение осевой силы T , действующей на ротор в сторону всасывания, вызывает соответствующее осевое смещение ротора, и торцовый зазор уменьшается, что приводит к увеличению силы F . Уменьшение торцового зазора продолжается до тех пор, пока сила F не достигнет значения T ; при этом ротор будет статически уравновешен в осевом направлении. Случайное же уменьшение осевой силы T приводит к такому увеличению зазора, при котором сила F снижается до значения T . Таким образом, каждому значению осевой силы T в установившемся состоянии соответствует определённый торцовый зазор, при котором выполняется равенство $F=T$.

Среди многообразия гидропят можно выделить несколько основных классов по конструктивным исполнениям и различным технико-экономическим показателям (таблица 1). При этом можно указать на достоинства и недостатки каждой группы. Сравнительный анализ указывает на необходимость совершенствования существующих конструкций не за счёт конструктивного усложнения (это приводит к усложнению технологии изготовления, сборки и монтажа), а за счёт некоторых функциональных изменений, которые, не нарушая

автоматизма работы системы, улучшали бы динамику, отслеживали частные и естественные перекосы диска и т.д.

Таблица 1 – Сравнительный анализ конструкций гидроплат

Достоинства конструкции	Конструктивные исполнения уравнивающего устройства		
	обычная конструкция	с лабиринтными кольцевыми канавками	с дополнительными цилиндрическими дросселями
Автоматизм работы	+	+	+
Малые габариты	+	–	–
Простота технологии изготовления	+	–	+
Малые протечки	–	+	+
Малые дисковые потери	+	–	–
Большой диапазон изменения уравниваемой осевой силы	+	–	+
Лёгкость монтажа	+	–	–
Отслеживание перекосов	–	–	–

В качестве нового типа гидроплат предложена конструкция с податливым упорным кольцом (рисунок 3). Предполагается, что данная конструкция частично устраняет недостатки предшествующих типов разгрузочных устройств, а также улучшает процесс монтажа, отслеживает перекосы разгрузочного диска.

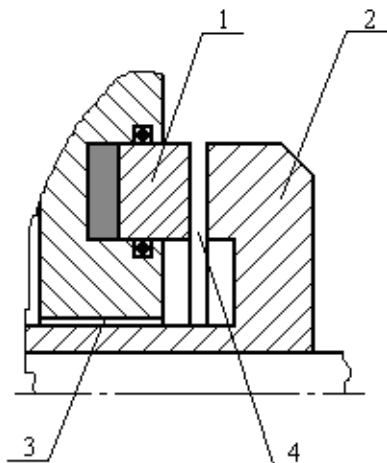


Рисунок 3 – Конструкция гидроплат с податливым упорным кольцом

Основными элементами системы уравнивания являются упорное кольцо 1, разгрузочный диск 2, цилиндрический дроссель 3 с постоянным гидравлическим сопротивлением и торцовая щель 4, сопротивление которой меняется в результате изменения торцового зазора вследствие осевых смещений ротора.

Равновесное состояние реализуется при малых зазорах, что обеспечивает работу устройства в условиях смазываемой рабочей

жидкостью упорного подшипника, а также выполнение функций бесконтактного торцового уплотнения.

СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ

Основными уравнениями статического расчёта являются уравнения осевого равновесия упорного кольца и ротора:

$$F_{упр} + F_T = 0; \quad (1)$$

$$F_2 + F_T = T, \quad (2)$$

где $F_{упр}$ – упругая сила, возникающая при деформации упорного кольца;

T – осевая сила, действующая на ротор;

F_2 – сила от действия давления на площадь разгрузочного диска;

F_T – сила от действия давления в торцовой щели,

а также уравнения баланса расходов жидкости через цилиндрический и торцовый дроссели

$$Q_1 = Q_T. \quad (3)$$

При этом выражения для расходов приняты с учётом турбулентного режима течения жидкости.

Статический расчёт позволяет построить статическую характеристики системы «ротор – разгрузочное устройство» – зависимость уравновешивающей силы от торцового зазора (рисунок 4а). Помимо основной функции разгрузочного устройства гидропяты выступает и в роли комбинированного концевого уплотнения. Поэтому необходимо учитывать величину протечек через торцовую щель. Зависимость величины протечек от торцового зазора определяет расходную характеристику (рисунок 4б).

Детальный анализ устанавливает закономерности изменения параметров системы разгрузки в зависимости от конструктивных изменений устройства. Так, например, с увеличением радиуса расположения торцового дросселя разгрузочное усилие возрастает, а также увеличивается расход; жёсткость упорного кольца ограничена максимально допустимым значением осевого смещения ротора.

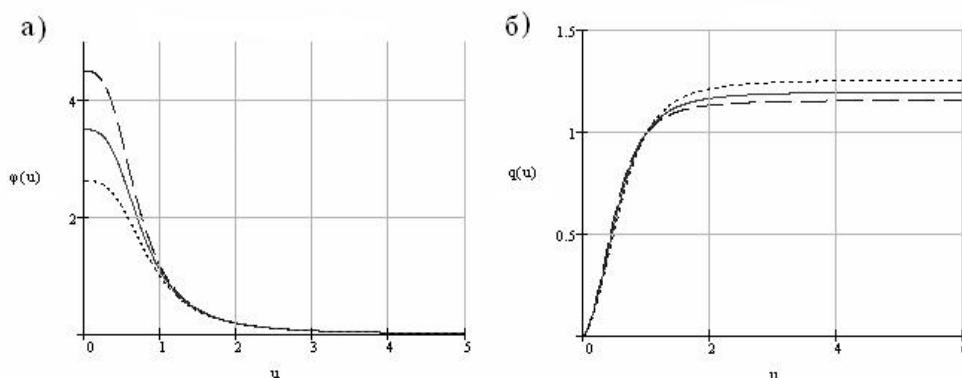


Рисунок 4 – Статическая (а) и расходная (б) характеристики разгрузочного устройства

В реальных конструкциях насосов невозможно однозначно установить значение осевой силы, подлежащей уравновешиванию. Более того, значение этой силы может значительно меняться в зависимости от режима работы машины. Применение автоматического разгрузочного

устройства позволяет в заданном диапазоне возможного изменения осевой силы определять диапазон изменения равновесных величин торцового зазора, зная который можно определить величину протечек.

Варьируя параметрами конструкции, выбирается оптимальный вариант для данных рабочих условий (рисунок 5).

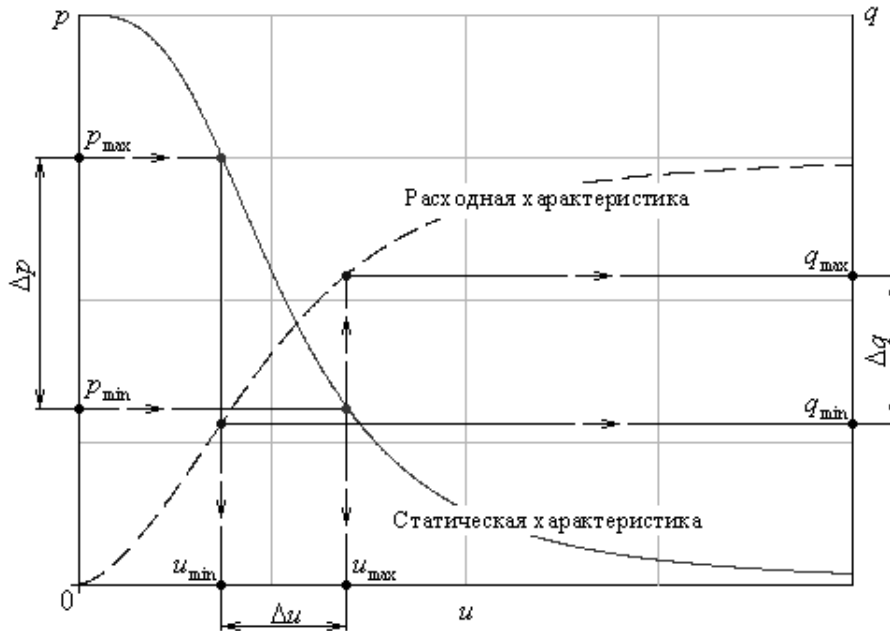


Рисунок 5 – Определение параметров уравновешивающего устройства

Таким образом, статический расчёт позволяет на стадии проектирования выбирать необходимые конструктивные параметры гидропята с обеспечением надёжной работы в заданном диапазоне изменения осевой силы при минимальных протечках рабочей среды.

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ

В связи с необходимостью более детального динамического расчёта предложена идеализированная расчётная схема (рисунок 6).

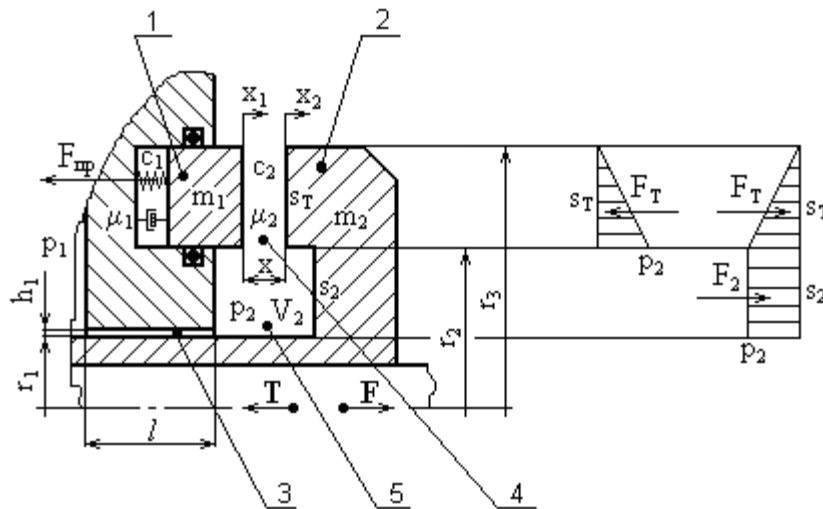


Рисунок 6 – Расчётная схема разгрузочного устройства

Основными уравнениями динамики являются уравнения осевых колебаний упорного кольца и разгрузочного диска:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -\mu_1 \dot{x}_1 - c_1 x_1 - \mu_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_2 (x_1 - x_2) - \frac{1}{2} s_T p_2; \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -\mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_2 (x_2 - x_1) - T + s_e p_2, \quad (5)$$

а также уравнения баланса расходов жидкости через цилиндрический и торцовый дроссели с учётом расхода на сжатие жидкости в камере гидропняты и расхода вытеснения:

$$Q_1 = Q_2 + Q_p + Q_v. \quad (6)$$

Совокупность этих уравнений представляет собой систему разрешающих уравнений динамики уравнивающего устройства.

Поскольку полученная система уравнений нелинейна, то невозможно получить искомые зависимости аналитически. Поэтому изучено поведение системы в малых отклонениях от установившегося режима, определяемого статическим расчётом.

В результате динамического расчёта построены амплитудно-частотные характеристики системы «ротор – разгрузочное устройство» в зависимости от жёсткости и демпфирования упорного кольца (рисунок 7).

Построение амплитудно-частотной характеристики позволяет также определить критические частоты системы уравнивания осевой нагрузки.

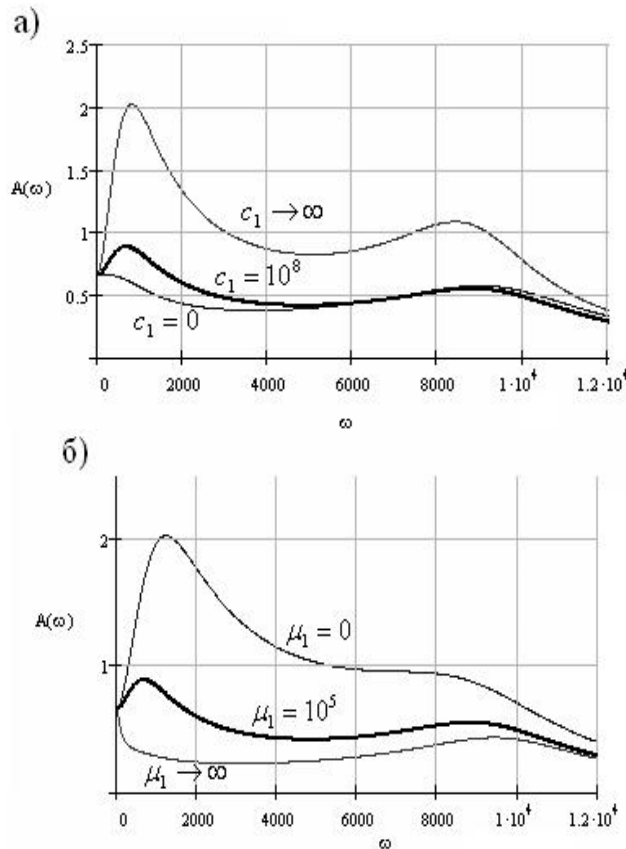


Рисунок 7 – Изменение амплитудно-частотной характеристики в зависимости от жёсткости (а) и демпфирования (б) упорного кольца

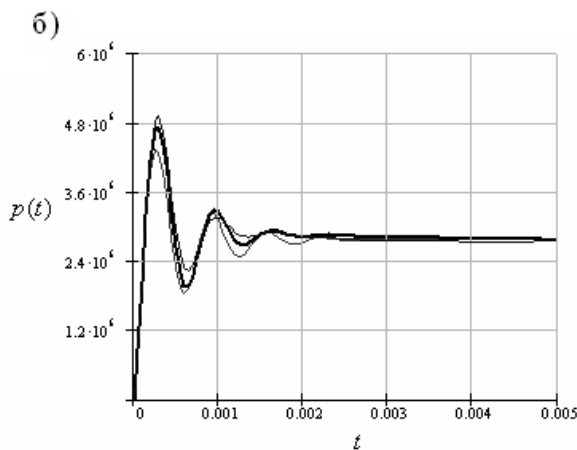
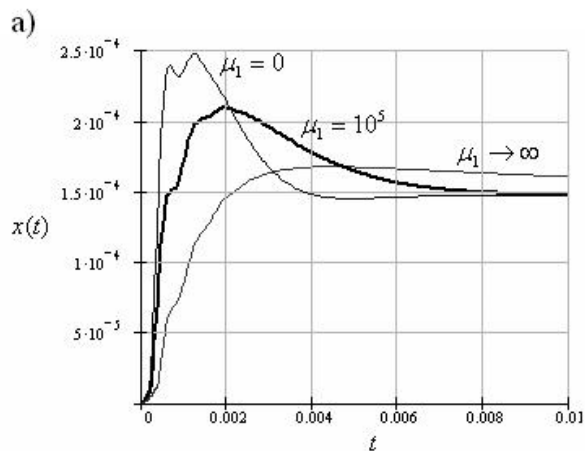


Рисунок 8 – Переходные характеристики для
(а) торцового зазора и
(б) давления в камере гидропята

кольца), позволяет построить области устойчивости системы (рисунок 9). Таким образом, для обеспечения устойчивости процесса автоматического уравнивания осевой силы необходимо уменьшать объём камеры гидропята.

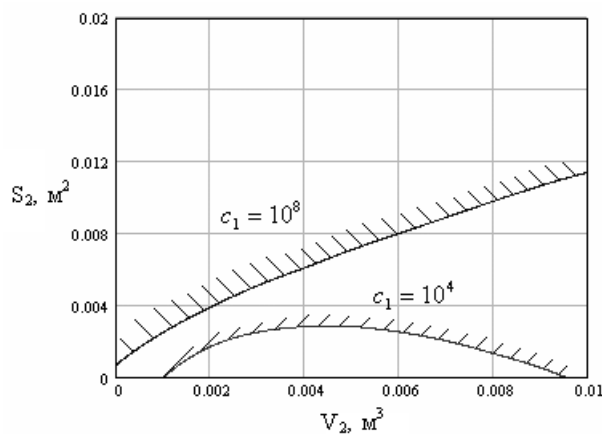


Рисунок 9 – Области устойчивости гидропята

Наряду с решением в вариациях проведён нелинейный анализ методом рунге-кутта при помощи пакета mathcad-2000 professional. Построены переходные характеристики системы (рисунок 8), позволяющие судить о некоторых качественных и количественных показателях, таких, как характер динамического процесса, а также время регулирования.

В результате анализа переходных характеристик можно судить о колебательном характере системы разгрузки осевой силы с присущим ей перерегулированием. При этом время регулирования составляет сотые доли секунды.

В ходе динамического расчёта проведён анализ устойчивости системы с применением критерия Гурвица. Варьирование геометрическими параметрами (объём камеры и площадь торцевой поверхности), а также физическими параметрами (жёсткость упорного

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ГИДРОУПРУГОСТИ

В рабочих условиях элементы конструкции автоматического уравновешивающего устройства (разгрузочный диск и упорное кольцо) испытывают нагрузки, обусловленные давлением рабочей среды и силами от действия упругих элементов. Силовые нагрузки вызывают деформации кольца, нарушающие плоскостность торцовых поверхностей. Изменение плоскостности ведёт к перераспределению гидравлического давления в зазоре.

Силовые деформации определяются при решении задачи гидроупругости, в которой упругие деформации основных элементов гидропята рассматривается совместно с гидродинамикой течения жидкости в торцовом зазоре. В связи с этим предложена расчётная схема (рисунок 10).

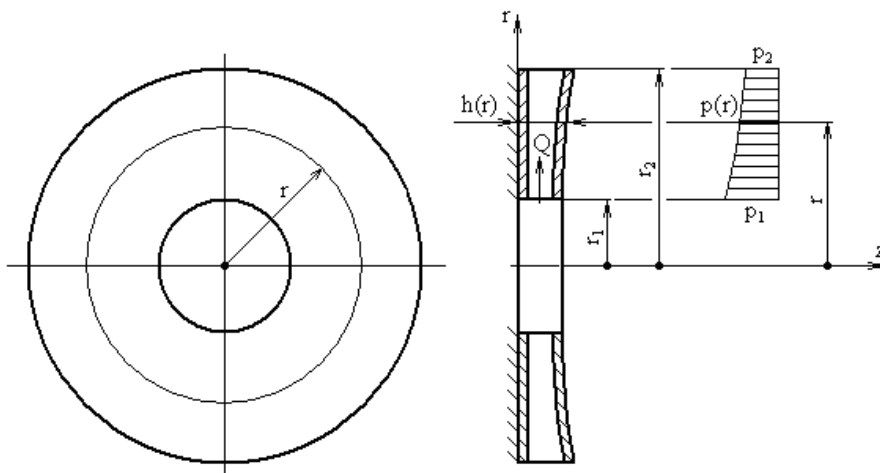


Рисунок 10 – Расчётная схема при решении задачи гидроупругости

Определение деформаций $w(r)$ разгрузочного диска сводится к решению уравнения Софи Жермен:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left\{ r \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] \right\} = \frac{p_2(r)}{D}, \quad (8)$$

где функция распределения давления по радиусу торцевой щели определяется из решения уравнения Навье-Стокса:

$$\begin{cases} \frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V_\varphi^2}{r} = F_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left(\Delta V_r - \frac{V_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} \right); \\ \frac{\partial V_\varphi}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_\varphi}{\partial z} + \frac{V_r V_\varphi}{r} = F_\varphi - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{r \partial \varphi} + \nu \left(\Delta V_\varphi - \frac{V_\varphi}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} \right); \\ \frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \Delta V_z. \end{cases} \quad (7)$$

Численное решение методом последовательных приближений свидетельствует о понижении давления по радиусу торцового зазора (рисунок 11а), что в свою очередь приводит к меньшим деформациям (рисунок 11б), а следовательно, к уменьшению протечек.

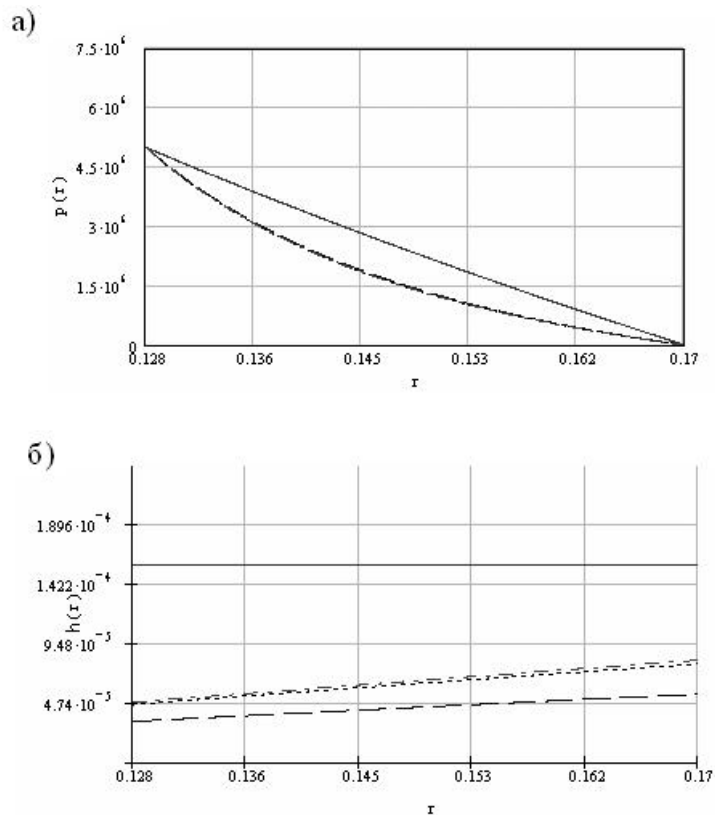


Рисунок 11 – Результаты решения задачи гидроупругости

ВЫВОДЫ

В работе создана математическая модель уравнивающего устройства, учитывающая податливость конструктивных элементов. На её основе разработан алгоритм расчёта эксплуатационных характеристик. На основе статического и динамического расчётов построены статическая, динамическая, амплитудно-частотная и переходная характеристики. Проведено исследование статической и динамической устойчивости системы, а также предпринята попытка решить задачу гидроупругости.

SUMMARY

This article deals with mathematic model of the automatic modern device unloading axial force, which take into account stiffness of construction elements. On the bases of this model the algorithm of calculation of basic characteristics was developed.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980.
3. Andrzej Korczac. Badania ukladow rownowazacych napor osiowy w wielostopniowych pompach odsrodkowych, Gliwice: Wyd. Politechniki Slaskiej, 2005. – 161 p.

И.В. Павленко, аспирант

Сумский государственный университет, Украина

А. Корчак, докт. техн наук

Силезский политехнический институт, г. Гливице, Польша

Поступила в редакцию 28 ноября 2006 г.