

УДК 621.165

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДЪЕМА ВАЛА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Лурье З.Я., д.т.н, проф., Гасюк А.И., к.т.н., асс.

*Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт",
г. Харьков*

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

E-mail: mironov@kpi.kharkov.ua

Запропонована математична модель для дослідження динаміки системи гідростатичного підйому вала парової турбіни К-1000-60/1500. Модель включає необхідні припущення. При моделюванні у пакеті імітаційного моделювання VISSIM отримані графіки перехідних процесів, які відбуваються у гідросистемі підйому вала парової турбіни.

Ключові слова: гідроагрегат, математична модель, тиск, витрата.

In clause the mathematical model for research of dynamics of system of hydrostatic rise of the shaft of the steam turbine K-1000-60/1500 is stated. In model all necessary assumptions for the decision of the put task are taken into account. The diagrams of transients in hydrosystem are received. The modeling of dynamic processes was carried out in a package of imitating modeling VISSIM.

Key words: the hydrounit, mathematical model, pressure, the charge.

Введение. Одним из важных вопросов в настоящее время является работа крупно-габаритных подшипников турбоагрегатов в области полужидкостного и полусухого трения, т.е. на режимах пуска, остановки и вало-поворота. Именно на этих режимах, являющихся наиболее неблагоприятными для системы гидростатического подъема вала турбоагрегата, и проверяется надежность гидросистемы. Опыт эксплуатации показывает, что баббит вкладышей опорных подшипников при этих режимах подвергается повышенному износу, в результате которого искажается форма расточки и увеличивается зазор между подшипником и цапфой. Повышенный износ баббита подшипников неблагоприятно сказывается на надежности работы турбомашин, приводя к снижению устойчивости валопроводов и развитию интенсивных низкочастотных вибраций роторов.

В современном турбиностроении общепризнано, что надежность мощных турбин может быть обеспечена только при наличии эффективной системы гидростатического подъема вала.

Система гидроподъема позволяет:

- снизить коэффициент трения покоя пары вал-вкладыш с 0,25 – 0,3 до 0,03 - 0,01;
- обеспечить необходимую толщину масляной пленки между рабочими поверхностями вкладыша и вала при различных тепловых состояниях агрегата на режимах пуска и остановки, что существенно снижает износ поверхностей скольжения подшипника;
- повысить надежность работы валоповоротных устройств.

Известны случаи повреждений сегментных подшипников средней опоры турбоагрегата К– 500-240–2, повлекших за собой аварийный останов

агрегата [1], а также выход из строя системы гидростатического подъема ротора турбины К–1000–60/1500, в которой наблюдалась сильная вибрация трубопроводов. При этом произошел обрыв штуцера одного из отводов в подшипниковому карману, вызвавший потерю нескольких тонн масла [2].

Анализ предшествующих исследований. Литературный обзор работ, посвященных этому направлению, показывает, что разработчики, в основном, занимались проектированием гидростатических подшипников, исследованием схем расположения гидростатических камер в опорном подшипнике и т.д., однако полный расчет параметров гидросистемы подъема, а также их взаимное влияние на процессы, протекающие в системе не проводился.

Цель работы. Предложить математическую модель для исследования динамики переходных процессов в гидросистеме подъема турбоагрегата. и получить на ЭВМ ее динамические характеристики.

Материал и результаты исследований. Для построения математической модели системы разобьем ее на основные узлы (рис. 1), запишем уравнения, отражающие динамику процессов в них. Основываясь на результатах исследований систем, близких к рассматриваемой по физическим процессам, а также при проведении предварительного моделирования на ЭВМ отдельных блоков и узлов, при составлении модели были приняты следующие допущения:

- во входном сечении напорной магистрали не учитываются пульсация давления и неравномерность подачи рабочей жидкости, связанные с работой насоса “клапанного” принципа действия;

- волновими процесами пренебрегаем в виду незначительного быстродействия срабатывания управляющей аппаратуры и большой длительности протекания процесса подъема (выход агрегата на установившийся режим работы составляет 8 часов и более);
 - утечки жидкости несоизмеримо малы по сравнению с большими расходами в гидросистеме;
 - температура t , плотность ρ , коэффициент динамики вязкости, модуль объемной упругости E и коэффициент расхода μ рабочей жидкости (РЖ) принимаем постоянными и равными средним значениям.

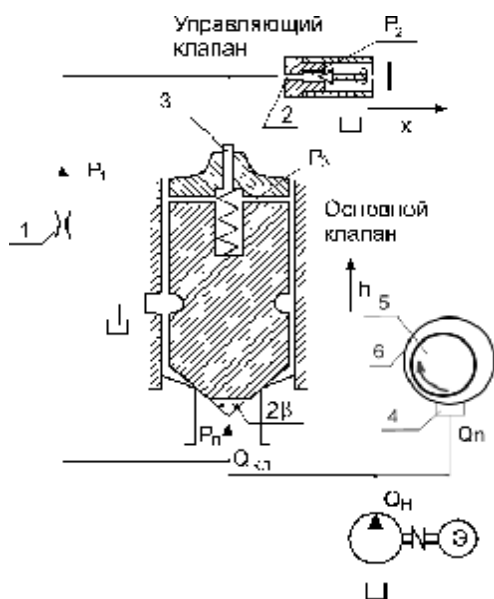


Рисунок 1 – Расчетная схема системы гидростатического подъема вала турбины с предохранительным клапаном непрямого действия: 1, 2, 3 – дроссели; p_1, p_2, p_3 – давления в соответствующих полостях; p_n – давление нагнетания; $Q_{под}$ – расход через подшипник; $Q_{кл}$ – расход через клапан; Q_n – расход насоса; 4 – гидростатический карман; 5 – вал турбины; 6 – гидростатический подшипник.

Математическая модель включает в себя следующие уравнения:

- уравнение расходов гидросистемы

$$Q_n = Q_{нг} - Q_{ну} - Q_{нп} - Q_{нк} - Q_{нд}, \quad (1)$$

где $Q_{нг} = W_n \cdot \omega_n = \frac{V_0^n}{2p} w_n$ - геометрическая по-

дача; $Q_{нк} = \frac{W_0^H + W_M^H}{E_{ж}} W_n P_n$ - расход, вызванный

компрессией РЖ; $Q_{нд} = \frac{V_{01}^H}{E_{ж}} \cdot \epsilon_n$ - деформационный расход, W_n - характерный «мертвый объем», $C_{ну}, C_{нп}$ - соответственно коэффициенты утечек и перетечек;

$$E_{ж} = K(P_H + I)(AP + B) \frac{(1-m_0)D_1 + m_0 D_2}{K(P_H + I)(1-m_0)D_1 + m_0 (AP + B)D_2}$$

(2)

модуль упругости РЖ, K - коэффициент политропы, A и B - параметры РЖ, зависящие от типа масла и рабочей температуры системы (на начальном этапе примем $E_{ж} = const$),

$$D_1 = \sqrt{\frac{AP_0 + B}{AP_H + B}}, D_2 = \sqrt{\frac{P_0 + 1}{P_H + 1}}. \quad (3)$$

Уравнения, описывающие функционирование предохранительного клапана непрямого действия, подробно изложены в работе [5].

Уравнение трубопровода гидросистемы

$$\left. \begin{aligned} Q_n - Q_{под} &= \frac{V_T}{E_{np}} \frac{dp_n}{dt}, \\ Q_n &= Q_{н1} - Q_{кл} - Q_{оп1}, \quad E_{np} = \frac{E_{ж1}}{1 + \frac{d_{mp}}{d_{mp}} \frac{E_{ж1}}{E_m}}, \\ p_n^* &= p_n - I \frac{8rL_{mp}}{p^2 d_{mp}^5} \left| \frac{Q_n + Q_{н1}}{2} \right| \left| \frac{Q_n + Q_{н1}}{2} \right|, \\ I &= \begin{cases} 64 / Re \quad npu \quad Re \leq 2300, \\ 0,3164 \quad Re^{-0,25} \quad npu \quad Re \geq 2300, \end{cases} \\ Re &= \frac{2|Q_n + Q_{н1}|r}{p d_{mp} m_{ж}}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Здесь Q_n - расход на входе в трубопровод; $Q_{под}$ - расход через подшипник; E_{np} - приведенный модуль упругости трубопровода с РЖ; d_{mp} - диаметр трубопровода; d_{mp} - толщина стенки трубопровода; E_m - модуль упругости материала трубопровода; I - коэффициент потерь по длине; V_T - объем РЖ в трубопроводе; L_{mp} - длина трубопровода.

Уравнения, описывающие работу гидростатического подшипника, включают:

- уравнение давления подачи РЖ

$$P_{под} = \frac{4G}{D^2} \bar{G} = \frac{bG}{bD^2} \bar{G} = \frac{bG}{A_{под}} \bar{G}, \quad (6)$$

где $A_{под} = \frac{bD^2}{4}$ - опорная площадь одного подшипника; \bar{G} - безразмерная несущая способность

одного подшипника; D - диаметр шейки вала турбины;

- расход РЖ через подшипник:

$$Q_n = \frac{d^3 P_{\text{под}}}{m} q,$$

где q - безразмерный коэффициент расхода масла, зависящий от β , β/D и h_0 (безразмерный коэффициент толщины пленки в точке опоры сегмента);

- толщина пленки в точке опоры $H_0 = d h_0$;

$$d = (D_1 - D)/2,$$

где D_1 - диаметр расточки сегмента подшипника.

Связь параметров \bar{G} , q , h_{\min} , h_0 , β и β/D была определена экспериментально [2] и представлена в табличном виде.

Таблица 1 – Связь параметров гидростатического подшипника

H_0	y_0 , мкм	\bar{G}	\bar{q}
0	0	0	0
0,05	2,50	0,306	0,000829
0,1	5	0,329	0,00198
0,2	10	0,349	0,0114
0,3	15	0,359	0,0358
0,4	20	0,365	0,0784
0,5	25	0,368	0,146
0,6	30	0,371	0,261

По табличным зависимостям $\bar{G}(y_0)$ и $\bar{q}(y_0)$ были получены аппроксимирующие функции методом Гаусса.

Уравнение всплытия ротора агрегата

$$m \ddot{y} = Z A_{\text{под}} P_{\text{под}} - F_{\text{сопр}} - b \dot{y} \quad (8)$$

где $F_{\text{сопр}} = ZG$, $b' = Zb''$, Z - число одинаковых подшипников; $m = \frac{ZG}{g}$ - масса агрегата.

После преобразований уравнение (8) принимает вид:

$$\ddot{y} = gb\bar{G} - \frac{gb''}{G} \dot{y} - g, \quad (9)$$

причем первый член уравнения (9) $gb\bar{G}$ представляет закон изменения ускорения для гидросистемы.

Наиболее удобным для решения поставленной задачи является метод имитационного моделирования с использованием ЭВМ в пакете прикладных программ VISSIM PROFESSIONAL.

Моделирование рабочего процесса сводится к нахождению на каждом временном промежутке значения элементов гидросистемы: $P_{\text{под}}$ - давления в гидростатическом кармане подшипника, P_n - давления в линии нагнетания, Q_p - расхода, протекающего через подшипник, скорости V и величины

всплытия Y вала агрегата. Значения необходимых величин выводятся на монитор как осциллограммы рабочего процесса в функции времени и в соответствующий файл в табличном виде, удобном для последующего анализа.

На рис. 2 изображены кривые переходных процессов p_1 , n , y , $Q_{\text{кл}}$, при однофазной РЖ ($m_0 = 0$), $y_{\text{max}} = 78 \text{ мкм} (0,0078 \text{ см})$, $F_c = 713600 \text{ Н}$, жесткости пружины клапана $C_{\text{кл}} = 1060 \frac{\text{Н}}{\text{см}}$,

$$F_{\text{mp}} = 30000 \text{ Н}, \quad b' = 100 \frac{\text{Нс}}{\text{см}}.$$

Процесс подъема вала после включения модели происходит через время $\approx 0,08 \text{ с}$, когда давление p_1 , а следовательно, сила в гидростатическом подшипнике не преодолет нагрузку (вес участка вала). Давление $p_1(t)$ и расход $Q_{\text{кл}}$ изменяются во времени с небольшим перерегулированием. Практически в течение $0,15 \text{ с}$ переходный процесс подъема вала заканчивается.

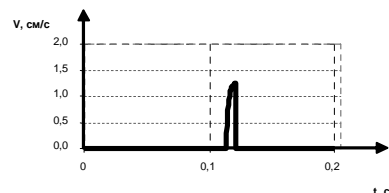
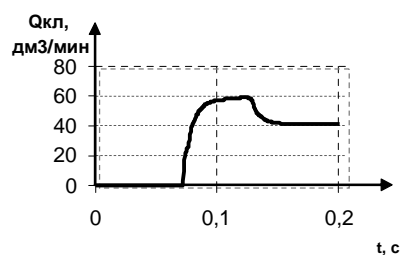
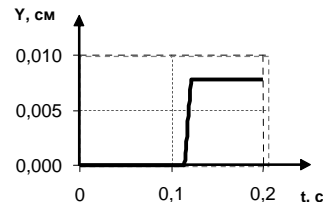
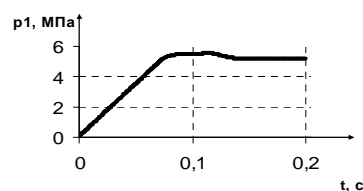


Рисунок 2 – Переходные процессы в системе гидростатического подъема вала паровой турбины с однофазной РЖ ($m_0 = 0$) и постоянной нагрузке F_c

При двухфазной РЖ с ($m_0 = 0,05$) переходные процессы происходят во времени медленнее (рис.3). Подъем вала (координата y) начинается через 2с после включения ГА. Изменился характер протекания переменных p_1 , n и их максимальные значения. Например, пик скорости n на рис.2 равен 1,25см/с, а на рис.3- 0,45см/с; пик давления на рис.2 составляет 5,5МПа, а на рис.3 - 8,5МПа.

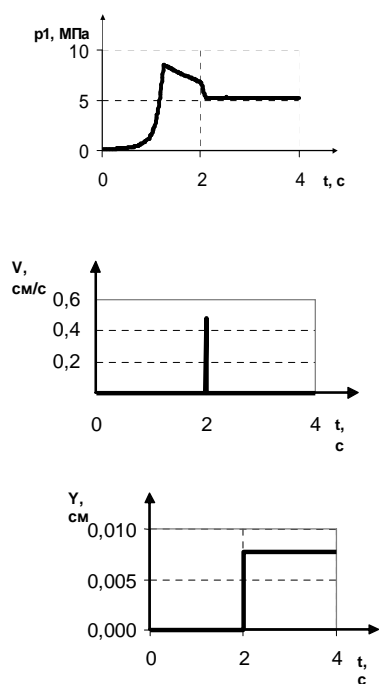


Рисунок 3 – Переходные процессы в системе гидростатического подъема вала паровой турбины с двухфазной РЖ ($m_0 = 0,05$) и постоянной нагрузкой F_c

Выводы. 1. Выполненные исследования системы гидростатического подъема вала паровой турбины показали, что возникающие в напорном коллекторе пульсации давления, приводящие к вибрации трубопровода высокого давления, вызваны большим объемом сжимаемой рабочей жидкости в гидроагрегате и неравномерностью подачи насоса. При снижении, например, объема рабочей жидкости в напорном трубопроводе с 75300 до 49400см³ и постоянной подаче насоса колебания в гидроагрегате не появляются.

2. Рассматриваемый ПК, применяемый для системы гидростатического подъема валопровода, при режиме перегрузки и большого объема РЖ в напорном трубопроводе обеспечивает удовлетворительную его защиту (пик давления p_n не превышает 25% от настроенного в режиме пуска).

ЛИТЕРАТУРА

1. Паровая турбина К-500-240 ХТГЗ. - Энергоатомиздат, 1984. - С. 266.
2. Токарь И. Я., Вишневский М.Г., Сиренко В.А. Выбор оптимальных параметров сегментных радиальных подшипников паровых турбин.// Энергомашиностроение. - 1979. №9. С. 11-13.
3. Совершенствование и опыт эксплуатации систем гидростатического подъема роторов и валоповоротных устройств турбин большой мощности. // Энергетическое машиностроение, 1985, вып. 9.
4. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. - М.: Машиностроение, 1976. – 240 с.
5. Лурье З.Я., Гасюк А.И. Математическая модель гидросистемы в режиме перегрузки с предохранительным клапаном непрямого действия.// Сб. научных трудов ХГПУ.-Х.: ХГПУ, 2000. – Вып. 101. - С.139-144.

Стаття надійшла 05.05.2008 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Саленком О.Ф.