

М 357288

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшее
техническое училище им. Н.Э. Баумана

На правах рукописи

ЕВСТАФЬЕВ Виктор Анатольевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВОГО
ПОДШИПНИКА ТУРБОМАШИН КАК РЕГУЛИРУЕМОГО ОБЪЕКТА

Специальность 05.04.01 – парогенераторостроение, гидро-
турбостроение и парогазотурбостроение

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва - 1979

Работа выполнена в Государственном Союзном производственном Тресте передвижных электростанций.

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
ЮНОВЕВ В.Д.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук ВЕЛЛЕР В.Н.

кандидат технических наук ДАНИЛОВ Ф.М.

Ведущая организация: Харьковский турбинный завод им.
С.М. Кирова

Защита состоится ". . ." 1979 года в . . .
часов на заседании специализированного совета К053.15.05
"Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" при
Московском высшем техническом училище им. Н.Э. Баумана по
адресу: Москва, Лефортовская набережная, дом 1, факультет
"Энергомашиностроения".

не печать, про-
ая Бауманская

отеке МЭТУ.

. 1979 года.

М 357 288

—
АНУШИН Э.А.



1357289

Евстафьев В.А. Исследования



1357289

Актуальность проблемы. В любой энергетической установке с паровой, газовой или гидравлической турбинами одним из наиболее нагруженных узлов является осевой подшипник. По данным служб надёжности некоторых энергосистем вынужденные простои турбоагрегатов по причине аварии осевого подшипника составляют примерно 20% от общего количества простоев. То же число для радиальных подшипников не превышает 3-4% при том же уровне эксплуатации. Отсюда можно сделать вывод, что осевой подшипник в значительной степени определяет надёжность работы всего турбоагрегата. Имеющиеся защиты от осевого сдвига ротора предохраняют от аварии проточную часть турбины, но отнюдь не осевой подшипник, так как в подавляющем большинстве случаев при срабатывании защиты по осевому сдвигу ротора баббит упорных колодок расплавлен и необходима их перезаливка с последующей трудоёмкой обработкой. Помимо прямых экономических убытков, связанных с затратами на технологический ремонт и дефицитом электрической и тепловой энергии, внезапный выход из синхронизма мощного генератора может при неблагоприятных условиях представлять определённую угрозу для устойчивости всей энергосистемы. Мероприятия конструктивного характера, направленные на уменьшение осевого усилия до приемлемой величины /установка разгрузочных дисков, противоположное направление потоков рабочего тела в проточной части и т.д./ эффективны лишь в установившихся режимах, в переходных процессах, т.е. при нагружении или разгрузке, резком изменении начальных или конечных параметров рабочего тела, их влияние весьма мало. Предлагаемая система регулирования давления в клине осевого подшипника предназначена прежде всего для облегчения условий работы последнего именно в переменных режимах эксплуатации.

Целью работы является создание замкнутой системы регулирования давления в клиновом зазоре подшипника, поддерживающей давление в клине на постоянном уровне или со статической погрешностью вне зависимости от величины осевого усилия, воспринимаемого подшипником; экспериментальное определение пере-

ходных и частотных характеристик системы и регулируемого объекта; определение наиболее рациональной схемы и структуры системы регулирования; опробование промышленного образца регулятора давления /чувствительного элемента/ мембранно-ленточного типа для измерения давления в масляной плёнке подшипника.

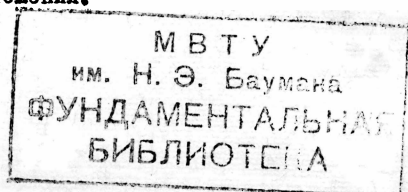
Научная новизна заключается в определении динамических свойств осевого подшипника как объекта регулирования, входящего в состав замкнутой системы; в постановке задачи и экспериментальном определении частотных характеристик подшипника и системы регулирования давления в клине в разомкнутом и замкнутом состояниях.

Метод исследования. Аналитическим путём выведены нелинейные уравнения движения упорного гребня подшипника в пределах толщины масляной плёнки под действием внешнего усилия постоянной величины. На основании экспериментальных данных произведена линеаризация исходных нелинейных уравнений регулируемого объекта в результате чего получена передаточная функция линейной модели, далее методами линейной теории автоматического регулирования построены переходные процессы системы при различных формах изменения задающего и возмущающего воздействий, определены области устойчивой работы системы и показатели качества её работы.

Практическая ценность. Внедрение в эксплуатацию системы регулирования давления в клине позволит повысить надёжность работы турбоагрегатов. Полученные результаты по изменению давления в масляной плёнке по времени могут быть использованы при перспективном проектировании конструкций осевых подшипников. Определение динамических свойств объекта регулирования позволило выявить наиболее рациональную структурную схему системы регулирования.

Апробация работы. Содержание работы докладывалось на Всесоюзном семинаре по автоматическому регулированию теплоэнергетических установок, на заседании кафедры ЭЗ МВТУ им. Баумана.

Объём работы. Диссертация изложена на 156 страницах машинописного текста, иллюстрируется 73 рисунками, состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка использованной литературы из 61 наименования и приложения.



Содержание работы

В главе 1 аналитически получены нелинейные уравнения движения упорного гребня в пределах толщины масляной плёнки при воздействии постоянного внешнего усилия в случае жёсткой и податливой опор корпуса подшипника. Для случая жёсткой опоры уравнение движения может быть записано в известном виде:

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} + \frac{Q}{\delta^3} \frac{d\delta}{dt} - \frac{P}{\delta^2} + F = 0 \quad 1/1$$

где

$$P = C_1^*/m_1; \quad Q = C_2^*/m_2; \quad F = F_{\delta\delta}/m_1$$

δ - текущая толщина масляной плёнки

m_1 - масса упорного гребня

$F_{\delta\delta}$ - внешнее осевое усилие

C_1^*, C_2^* - постоянные величины для конкретного осевого подшипника, характеризующие соответственно приращение силы сопротивления, обусловленное вращением гребня и сдавливанием плёнки упорным гребнем.

В случае податливой опоры необходимо учесть движение в неустановившемся процессе корпуса осевого подшипника, а также уравнение расходов масла через напорные f_1 и сливные f_2 диафрагмы при движении опорных поршней /рис. 1/. Для случая податливой опоры движение упорного гребня может быть описано следующей системой уравнений:

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} - \mathcal{D} \frac{d^2\delta_k}{dt^2} - W \frac{d\delta_k}{dt} - \mathcal{E}u + F = 0$$

$$\frac{d^2\delta_k}{dt^2} - \frac{H}{\delta^2} - \frac{G}{\delta^3} \frac{d\delta_k}{dt} + \frac{G}{\delta^3} \frac{d\delta}{dt} + W \frac{d\delta_k}{dt} + \mathcal{E}u = 0$$

1/2

$$\frac{d^2\delta_k}{dt^2} - \left(\frac{N}{\sqrt{|P_m - u|}} + \frac{u}{\sqrt{u}} \right) = 0$$

где

$$\mathcal{D} = (m_1 + m_2)/m_1; \quad W = F_k/m_1$$

$$F = S_n / m_1; \quad H = C_1^* / m_2; \quad G = C_2^* / m_2;$$

$$\mathcal{L} = S_n / m_2; \quad N = \mu f_1 \sqrt{2/\rho}$$

$$\mathcal{U} = \mu f_2 \sqrt{2/\rho}$$

m_2 - масса корпуса и связанных с ним деталей

S_n - площадь опорных поршней

F_k - сила сопротивления движению опорных поршней, принятая пропорциональной первой степени скорости

ρ - плотность масла

μ - коэффициент истечения масляной струи

Неизвестными функциями времени t в системе уравнений /2/ являются δ - толщина масляной плёнки, δ_k - координата положения корпуса подшипника в переходном процессе, $\mathcal{U}$ - давление масла в полости опорных поршней.

В начале нагружения, когда несущая способность опорных поршней превышает силу сопротивления масляного клина, определяемую равенством:

$$F_c = \frac{C_1^*}{\delta^2} - \frac{C_2^*}{\delta^3} \frac{d\delta}{dt}$$

движение упорного гребня происходит в соответствии с уравнением /1/, т.е. при этом допускается, что податливая опора ведёт себя подобно жёсткой. Это справедливо, если пренебречь сжимаемостью масла. При этом предполагается, что передача усилия от гребня к корпусу осевого подшипника происходит только через масляный клин. Когда сила F_c превзойдёт несущую способность опорных поршней на величину силы трения между цилиндрами и поршнями и между опорами корпуса и его направляющими, движение упорного гребня происходит в соответствии с системой уравнений /2/. По достижении корпусом жёсткого упора /перемещение опорных поршней равно 1 мм/ движение гребня снова происходит в соответствии с уравнением /1/. Уравнение /1/ и система /2/ были решены на ЭВМ при различной величине приведённой силы F , причём при переходе от решения уравнения /1/ к решению системы /2/

и наоборот конечные условия предыдущего этапа являлись начальными условиями для последующего этапа. Расчёт показывает, что податливая опора увеличивает время наступления минимальной толщины масляной плёнки /время регулируемого объекта/ от 0,07 до 0,16 сек. В третьем уравнении системы /2/ под радикалом вьят модуль разности давлений, так как в процессе движения опорных поршней давление в полости поршней может превысить напорное.

Система регулирования давления в клине изображена на рис. 2 и включает следующие узлы: регулируемый объект 1 /осевой подшипник/, чувствительный элемент мембранно-ленточного типа 2, золотник 3 с двумя регулирующими кромками и дифференциальным поршнем, регулирующего органа - двустороннего сервомотора 4. Регулируемой величиной данной системы является давление масла в клиновом зазоре между упорным гребнем и колодками подшипника, нагрузкой /внешним возмущением/ является осевое усилие, развиваемое специальным цилиндром 5, поршень которого механически связан с поршнем регулирующего органа. Регулирующим воздействием системы является перепад давлений в полостях сервомотора. Задающее воздействие осуществляется перемещением сопла относительно ленты чувствительного элемента.

В исходном виде анализ системы /2/ может представить серьёзные трудности тем более, что систему /2/ необходимо рассматривать совместно с другими уравнениями звеньев, входящих в состав системы регулирования. Поэтому для получения линейной модели регулируемого объекта были экспериментально определены переходные и частотные характеристики осевого подшипника, а также системы регулирования в разомкнутом и замкнутом состояниях. Для снятия частотных характеристик был изготовлен специальный генератор колебаний, состоящий из электродвигателя постоянного тока с регулируемым числом оборотов от 400 до 5000 об/мин, червячного редуктора с передаточным отношением 1:70 и профильного кулачка, насаженного на выходной вал редуктора рис. 3. Угол поворота кулачка определяет величину открытия регулирующих щелей "3" в буксе управляющего золотника 1. Если пренебречь изменением коэффициента истечения масла, то из уравнения расходов через подводящую f_1 и сливную f_2 диафрагмы

$$f_1 \sqrt{P_n - P} = (f_0 + \Delta f) \sqrt{P}$$

получаем формулу профилирования кулачка:

$$C = \frac{\Delta f}{b} = \frac{1}{b} (f_1 \sqrt{P_n / P - 1} - f_0) \quad , \text{ где}$$

- f_0 - площадь слива регулирующей щели в буксе при максимальном давлении в полости нагрукателя,
- Δf - приращение площади слива при смещении регулирующей кромки золотника,
- b - ширина регулирующей щели в буксе,
- P_n - давление напора насоса,
- C - координата приращения профиля кулачка

Значения текущего давления P в формуле профилирования берутся из графика желаемого изменения его, который может быть задан по линейному закону, по синусоиде, экспоненте и т.д. Получить на входе рассматриваемой системы идеальную синусоиду затруднительно ввиду вариации коэффициента истечения, увеличения сжимаемости масла из-за воздушных включений. Заметное искажение формы синусоиды может происходить ввиду колебания частоты вращения электродвигателя при прямом и обратном ходе золотника. Однако как показали данные эксперимента форма кривой входного воздействия отличается от синусоиды не более 5-7%, что для поставленных целей вполне достаточная точность. Давление масла замерялось тензометрическими датчиками, сигнал от которых поступал на вход шлейфового осциллографа. Частота вращения электродвигателя, т.е. частота на входе в систему, контролировалась по временным отметкам осциллографа. В результате эксперимента были определены переходные характеристики осевого подшипника при жесткой опоре корпуса рис. 5 и при податливой опоре рис. 6, частотные характеристики подшипника рис. 4, а также переходные и частотные системы регулирования в разомкнутом и замкнутом состояниях. Из переходной характеристики осевого подшипника рис. 5 видно, что она представляет собой кривую весьма близкую к экспоненте. Поэтому линейная модель подшипника представима в виде апериодического звена первого порядка со

временем $T = 0,54$ сек, что характеризует только рассматриваемую конструкцию подшипника и упорных колодок. Необходимо обратить внимание на существенную величину времени регулируемого объекта, т.е. процесс образования устойчивого масляного клина обладает определённой инерционностью. Сжимаемость масла вносит определённую погрешность при замере величины времени подшипника. Чтобы уменьшить до возможного минимума влияние сжимаемости масла, была определена переходная характеристика подшипника при отключённой масляной трубке к полости мембраны регулятора давления и к сборному коллектору трубок от колодок, что позволило уменьшить замкнутый сжимаемый объём масла примерно в 4 раза. Время подшипника составило при этом $T = 0,41$ сек, т.е. уменьшилось на незначительную величину, что свидетельствует о незначительном влиянии сжимаемости масла на время образования масляного клина. С.И. Ямпольский и Е.В. Трифонов объясняли временную задержку в образовании масляного клина конечной жёсткостью опоры колодок. Инерционность образования масляного клина при резком изменении режима работы может привести к несоответствию между новым значением осевого усилия и прежней несущей способностью масляного клина. Следовательно, при этом нельзя полностью исключить появление режима полужидкостного или даже сухого трения, что может явиться причиной аварии. Указанное выше явление произойдёт в том случае, если осевое усилие изменится за промежуток времени, меньший времени регулируемого объекта, для рассматриваемого подшипника за время, меньшее 0,54 сек. Из эксплуатации известно, что выплывание колодки может произойти далеко без превышения предела её несущей способности. Это может быть обусловлено различными причинами, в частности, попаданием твёрдой механической частицы в клин, случайным защемлением колодки и т.д. Но нельзя полностью исключать того, что разрушение колодки может произойти во время кратковременного металлического контакта между гребнем и колодкой во время нарушения равновесия между несущей способностью масляного клина и осевым усилием. Факторами, влияющими на время регулируемого объекта, являются давление в системе смазки, окружная скорость гребня, качество трущихся поверхностей, жёсткость опоры колодок.

Глава 11. В соответствии с осциллограммой переходной характеристики рис. 5 передаточная функция осевого подшипника запишется в виде:

$$W(p) = \frac{K}{1 + 0,54p}$$

где $K = 7,5$ - коэффициент усиления подшипника как звена системы регулирования, полученный при статических расчётах системы.

Переходная характеристика подшипника с податливой опорой показана на рис. 6 и имеет более сложный вид. Кривая имеет точку перегиба А, т.е. характеризуется наличием по меньшей мере двух постоянных времени, имеется транспортное запаздывание. В начале переходного процесса касательная к кривой не параллельна оси времени, т.е. первая производная выходной величины не равна нулю. Поэтому передаточная функция осевого подшипника с податливой опорой была определена по методу М.П. Симою и имеет вид:

$$W_0(p) = \frac{1 + 0,07p}{(1 + 0,58p)(1 + 0,096p)} e^{-0,03p}$$

На основании экспериментальных характеристик получена структурная схема линейной модели системы регулирования давления в клине, которая, помимо регулируемого объекта, включает золотник с дифференциальным поршнем, передаточная функция которого при учёте массы имеет вид:

$$W_z(p) = \frac{1}{0,0024^2 p^2 + 2 \cdot 8,58 \cdot 0,0024 p + 1}$$

Пренебрегая массой золотника, что вполне допустимо, как видно из передаточной функции, можно записать:

$$W_z(p) = \frac{1}{1 + 0,0412p}$$

т.е. золотник представлен аperiodическим звеном первого порядка. Чувствительный элемент /регулятор давления/ и регулирующий орган /сервомотор двустороннего действия/ в первом приближении приняты в качестве усилительных звеньев. В рассматриваемой системе регулирования сервомотор неподвижен / в пределах толщины

масштабной плёнки поршень сервомотора движется, но в линейной модели этим движением можно пренебречь/. Передаточная функция разомкнутой системы запишется в виде:

$$W(p) = \frac{7,5}{(1 + 0,54p)(1 + 0,0412p)}$$

Передаточная функция замкнутой системы регулируемой величины по задающему воздействию:

$$\Phi(p) = \frac{7,5}{(1 + 0,54p)(1 + 0,0412p) + 7,5}$$

Передаточная функция замкнутой системы ошибки по задающему воздействию:

$$\Phi_{\varepsilon}(p) = \frac{(1 + 0,54p)(1 + 0,0412p)}{(1 + 0,54p)(1 + 0,0412p) + 7,5}$$

Передаточная функция замкнутой системы регулируемой величины по возмущающему воздействию:

$$\Phi_f(p) = \frac{7,5(1 + 0,0412p)}{(1 + 0,54p)(1 + 0,0412p) + 7,5}$$

Для случая податливой опоры передаточная функция разомкнутой системы:

$$W_{по}(p) = \frac{7,5(1 + 0,07p)}{(1 + 0,58p)(1 + 0,096p)(1 + 0,0412p)} e^{-0,03p}$$

При помощи передаточных функций построены расчётным путём амплитудно-фазовые характеристики осевого подшипника и системы регулирования в разомкнутом и замкнутом состояниях. Точки амплитудно-фазовых характеристик получены также на основании обработки экспериментальных частотных характеристик. Хорошее совпадение расчётных и экспериментальных точек амплитудно-фазовых характеристик свидетельствует об удовлетворительном приближении линейной модели исходной нелинейной системе. В случае податливой опоры построена амплитудно-фазовая характеристика с учётом времени запаздывания и вещественная характеристика замкнутой

системы, которая затем используется при построении переходного процесса.

В рассматриваемой системе регулирования получить коэффициент усиления разомкнутой системы более 10 затруднительно с технологической точки зрения. Поэтому система регулирования будет иметь установившуюся ошибку, пропорциональную величине

$$\delta = 1/(1+K)$$

где K - коэффициент усиления разомкнутой системы, что нежелательно, т.к. системы регулирования давления в клине различных турбин при работе совершенно не связаны друг с другом. Для устранения установившейся погрешности предложена астатическая система регулирования. Путём отключения окон подвода дифференциального поршня золотника и установки вместо них диафрагмы постоянного сечения золотник преобразуется в интегрирующее звено, при этом установившаяся погрешность равна нулю, для стабилизации системы в переходных процессах вводится импульс прямого предварения по первой производной регулируемой величины /давления масляного клина/ при помощи сильфонного узла. Получена передаточная функция астатической системы:

$$W_a(p) = \frac{127,6 (1 + 0,145p)}{(1 + 0,54p)(1 + 0,085p)p}$$

Передаточная функция замкнутой системы регулируемой величины по задающему воздействию:

$$\Phi(p) = \frac{127,6 (1 + 0,145p)}{(1 + 0,54p)(1 + 0,085p)p + 127,6(1 + 0,145p)}$$

Передаточная функция ошибки по задающему воздействию:

$$\Phi_e(p) = \frac{(1 + 0,54p)(1 + 0,085p)p}{(1 + 0,54p)(1 + 0,085p)p + 127,6(1 + 0,145p)}$$

Полученные в главе 11 результаты по динамическим характеристикам осевых подшипников могут быть использованы не только для рационального проектирования систем регулирования давления в

клине, но и при разработке новых конструкций осевых подшипников.

Глава 111 посвящена построению переходных процессов системы регулирования давления в клине. Для статической системы:

а/ переходный процесс при изменении задания в виде единичного скачка

$$x(t) = 0,882 - 1,19 e^{-13,1t} \sin(14,5t + 0,838)$$

б/ при изменении задания по линейному закону

$$x(t) = 0,882t + e^{-13,1t} [0,041 \cos(14,5t + 0,838) - 0,045 \sin(14,5t + 0,838)] - 0,0064$$

в/ при изменении возмущения в виде единичного скачка

$$x(t) = 0,882 + 0,9 e^{-13,1t} \cos(14,5t - 0,182)$$

Для астатической системы:

а/ при ступенчатом изменении задания:

$$x(t) = 1 + 0,063 e^{-7,34t} - 1,073 e^{-3,14t} \cos(19,21t - 0,141)$$

б/ при ступенчатом изменении возмущения:

$$x(t) = -0,388 e^{-7,34t} + 1,212 e^{-3,14t} \cos(19,21t - 1,25)$$

в/ при линейном возмущении:

$$x(t) = t - 0,0086 e^{-7,34t} - e^{-3,14t} [0,0544 \sin(19,21t - 0,141) + 0,0089 \cos(19,21t - 0,141)] - 0,0078$$

В случае системы регулирования подшипника с лодатливой опорой переходный процесс при отработке задания в виде единичного скачка построен по методу трапецеидальных вещественных характеристик.

В 1У главе рассмотрены вопросы, связанные с устойчивостью, а "

также точностью системы регулирования в установившемся и переходном режимах. Получены критическое время запаздывания и критический коэффициент усиления разомкнутой системы в случае податливой опоры корпуса подшипника:

$$K_{кр} = 16,9 \quad T_{кр} = 0,095 \text{ с}$$

Произведена выделение области устойчивости в плоскости двух параметров: T - время регулируемого объекта, K - коэффициент усиления разомкнутой системы.

Заключение. Система регулирования давления в клине проработала на стенде при различных режимах нагружения свыше 300 часов. При этом средняя удельная осевая нагрузка на колодки подшипника составляла около 30 бар, т.е. близко к реальным условиям эксплуатации. Экспериментальные и расчётные исследования показали, что отработка системой регулирования и реакция её на возмущающее воздействие по времени не превышали 0,45 сек, перерегулирование при этом 6 - 7 % для статических систем, что является вполне удовлетворительными показателями для систем подобного типа.

Проверке надёжности в статистическом смысле подлежат только регулируемый объект, т.е. надёжность измерения регулируемой величины /давления в масляном клине/, так как все остальные звенья системы весьма распространены в обычных системах регулирования частоты вращения. Сверление в теле колодок отверстий не внесло заметных искажений в работу колодки. Следов наработки баббита, что явилось бы следствием полужидкостного трения в районе отверстий, не обнаружено.

Большинство аварий осевых подшипников связано с нерасчётным изменением осевого усилия в начальный момент неустановившегося процесса, когда разгрузочные устройства /думмисы/ не успевают снизить усилие, воспринимаемое колодками подшипника. Система регулирования давления в клине в особенности при наличии импульса по производной от регулируемой величины тем более интенсивно вступает в работу, чем более резко выражен темп изменения осевого усилия.

Наиболее приемлемым является применение в качестве рабочего тела в системе регулирования турбинного масла, так как, с одной стороны, применение сжимаемой среды ухудшает быстрдействие, с другой стороны, применение воды /конденсата/ повышает

требования к материалам деталей и точности их изготовления.

Выводы:

- 1/ создана работоспособная система регулирования давления в клине замкнутого типа;
- 2/ внедрение в эксплуатацию системы регулирования позволит существенно повысить надёжность работы турбоагрегатов;
- 3/ показано, что импульс по давлению в масляном клине может с успехом использоваться в системе регулирования давления;
- 4/ доказана правомерность представления осевого подшипника аperiodическим звеном первого порядка;
- 5/ наиболее рациональной структурной схемой системы регулирования является схема с воздействием по производной от регулируемой величины;
- 6/ питание системы регулирования давления возможно осуществить от главного масляного насоса турбины;
- 7/ система регулирования давления не вносит никаких искажений в работу основной системы регулирования частоты вращения.

Литература.

1. В.Д. Дношев, Г.И. Живов, В.А. Евстафьев. Установка для исследования системы регулирования осевых усилий в турбомашинах с податливым осевым подшипником. "Энергетическое машиностроение", НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ, № 1-78-05. 1978.
2. В.Д. Дношев, Г.И. Живов, В.А. Евстафьев. Уравнение движения вала осевого подшипника скольжения с податливой опорой. "ИВУЗ. Машиностроение, № 7, 1979.

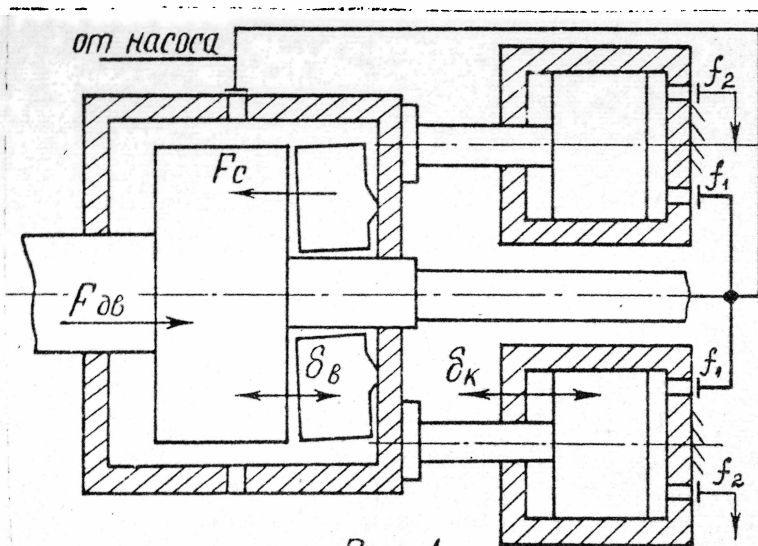


Рис. 1

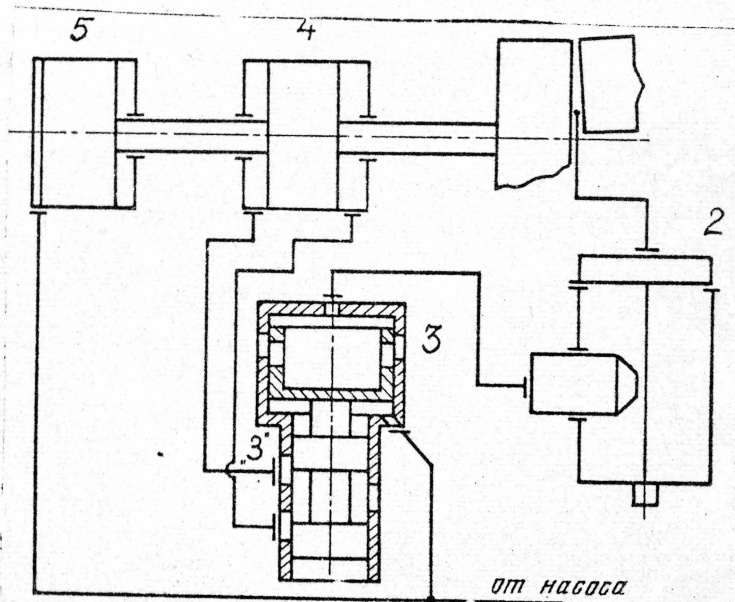


Рис. 2

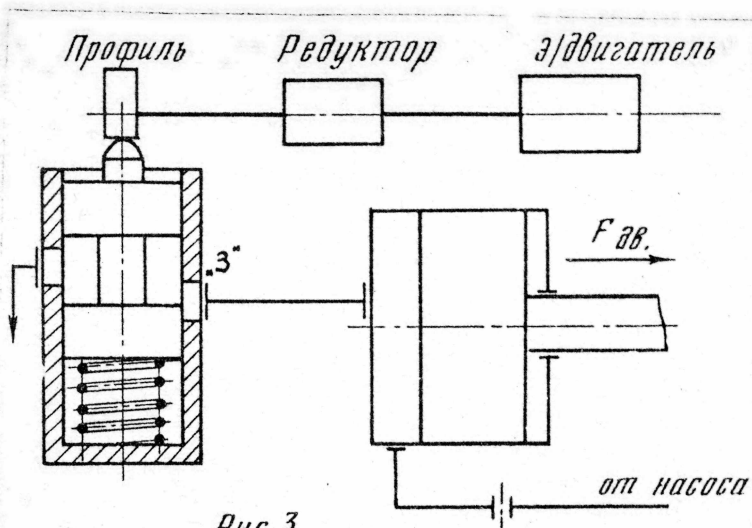


Рис. 3

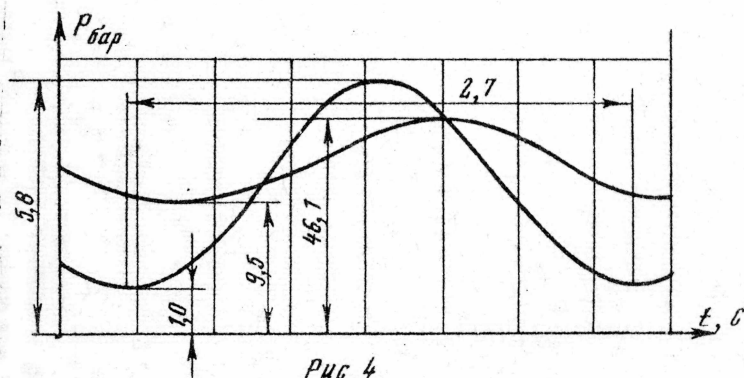


Рис. 4

