

DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-3-31-41
 УДК 62-251:532.5.013.4

ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМАТА ОСЕВОЙ РАЗГРУЗКИ ТНА

А. И. Гулиенко

ГНЦ «Центральный институт
 авиационного моторостроения имени
 П.И.Баранова»,
 Авиамоторная 2,
 , Российская Федерация
 111116
 goulienko-contrl@ciam.ru

Изложены результаты исследования виброустойчивости автомата осевой разгрузки турбонасосного агрегата (ТНА). Разработана математическая модель устройства такого типа. Она позволяет на этапе проектирования определить влияние на виброустойчивость основных параметров системы осевой разгрузки – диапазона регулирования осевой силы, объёма разгрузочной камеры и сжимаемости рабочей жидкости. Приведены частотные характеристики виброактивности и переходные процессы по осевым перемещениям ротора при скачкообразном и ударном воздействиях.

Ключевые слова: Автомат осевой разгрузки; виброустойчивость; виброактивность

1 Введение

В современных высоконапорных центробежных насосах турбонасосных агрегатов тепловых станций и других энергетических машин, суммарная осевая сила, действующая на все колёса, измеряется десятками тонн. Их уравнивание представляет определённые трудности, и требуются специальные конструктивные решения. Для этого используются автоматические уравнивающие устройства (автоматы осевой разгрузки – АОР [1 - 3]), разгрузочные диски, радиально-упорные подшипники (РУП), а также их комбинации. АОР применяются с целью уменьшения на установившихся и переходных режимах нерасчётных усилий на подшипники.

Вопросы гидравлического расчёта разгрузочных устройств, их построения и выбора конструктивных параметров в достаточном объёме изложены в трудах А.А. Ломакина [4], В.А.Марцинковского [5,6], Л.Е. Чегурко [7] и др. Динамические характеристики АОР в литературе освещены в меньшей степени. При этом отмечается, в основном, возможность их неустойчивой работы, как системы регулирования с обратной связью [8 - 11], но вопросы обеспечения виброустойчивости не

рассмотрены. Работа АОР в условиях двигателей летательных аппаратов характеризуется наличием линейных ускорений величиной 5 ... 10g и вибраций с частотами 30 ... 500Гц с амплитудой до 40g, а также и импульсных возмущений величиной до 100g длительностью 1...15мс.

Определение экспериментально характеристик АОР при указанных воздействиях затруднительно и необходимы соответствующие расчётные методы.

Ниже выводятся соотношения, позволяющие уже на этапе проектирования оценить влияние диапазона изменения уравнивающей осевой силы, размеров разгрузочной полости (камеры), свойств рабочей среды в ней (сжимаемости) и других факторов на основные показатели виброустойчивости систем с АОР – коэффициенты виброчувствительности и виброактивности [12].

2 Конструктивная схема АОР

АОР построены по принципу отрицательной обратной связи, позволяющей уравнивать (балансируют) в определенном диапазоне отклонения величин осевых сил турбины, насосов, подшипников и других узлов ТНА. Это достигается путём автоматического

изменения величины компенсирующей (уравновешивающей) составляющей силы АОР.

На рисунке 1 приведена конструктивная схема АОР, которая часто используется в ТНА. Элементы АОР расположены на боковой поверхности колеса 1 центробежного насоса и содержат разгрузочную полость 2, лабиринтное уплотнение 3 на входе в полость 2 и зазор 4 между кольцевыми выступами на корпусе 5 и на колесе 1, которое установлено на роторе 7.

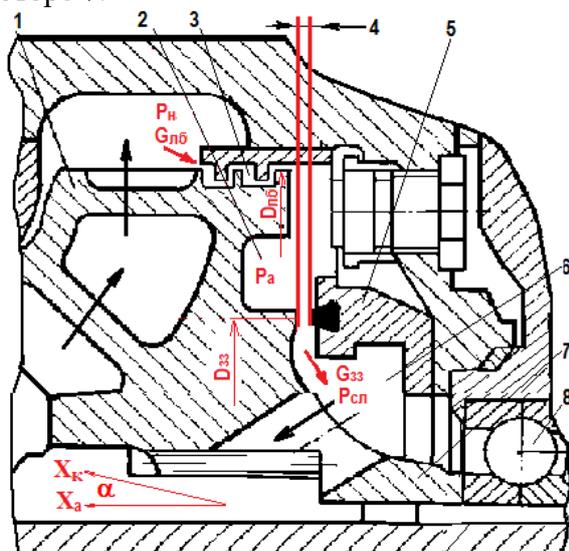


Рисунок 1 Схема автомата осевой разгрузки ТНА

При работе насоса часть перекачиваемой рабочей среды из-за центробежного колеса поступает в лабиринтное уплотнение с расходом $G_{лб}$ и далее в разгрузочную полость. Из полости рабочая среда с расходом $G_{зз}$ через регулируемый зазор 4 поступает в полость слива 6 и далее на вход в насос, а также на радиально-упорный подшипник 8.

Компенсирующая составляющая осевых сил АОР образуется за счет сил давления рабочей среды на торцевую поверхность колеса центробежного насоса в полости между лабиринтным уплотнением и зазором на выходе из неё. Давление в полости переменное из-за изменения величины зазора. Известны схемы АОР с автоматическим изменением площади проходного сечения зазоров на входе и

выходе разгрузочной полости одновременно.

При возникновении небаланса осевых сил ротор смещается от равновесного положения, при этом изменяется величина осевого зазора. Изменение зазора приводит к изменению величины давления в разгрузочной полости АОР и баланс осевых сил восстанавливается.

Обычно ротор ТНА перемещается в пределах осевого люфта радиально-упорного подшипника. Для расширения диапазона регулирования путём увеличения хода ротора допускается перемещение наружной обоймы подшипника.

АОР представляет собой гидромеханическую систему регулирования прямого действия с обратными отрицательными связями по положению ротора и по его скорости. Как любая система регулирования, АОР может иметь аperiodический или колебательный характер переходных процессов по осевым перемещениям в зависимости от величин конструктивных параметров. Широкий диапазон изменения осевых сил на переходных режимах усложняет создание подобных систем и требует исследования их динамических характеристик для обеспечения приемлемого качества переходных процессов, в том числе в условиях повышенной сжимаемости рабочей среды.

3 Математическая модель АОР

Ввиду сложности и недостаточной изученности гидродинамических процессов, связанных с закруткой потока рабочей среды вращающимися механическими частями, математические модели АОР могут быть составлены при определенных допущениях, позволяющих, однако, отразить основные влияющие факторы на качество процессов и оценивать динамические свойства АОР, в том числе их виброустойчивость.

Уравнения математической модели АОР составлены при следующих допущениях:

- ротор считается абсолютно жестким телом и идеализируется как поршень с сосредоточенной массой, для которой справедливы уравнения сплошной среды с одной степенью свободы;
- для расчета осевых сил турбин, насосов, подшипников и др., они идеализируются как диски (диски с отверстиями), на боковые поверхности которых действуют силы давления рабочей среды, при этом величина осевых сил пропорциональна величине соответствующих давлений и эффективной площади диска;
- закрутка рабочей среды у боковых поверхностей дисков, приводящая к появлению тангенциальной скорости течения потока рабочей среды, дает добавки давления, пропорциональные квадрату скорости вращения ротора;
- демпфирование осевых перемещений ротора определяется главным образом эффектом вытеснения рабочей среды из полостей через сосредоточенные сопротивления;
- влиянием сил вязкого трения при движении ротора и центробежного колеса относительно рабочей среды пренебрегается;
- принимается, что потери напора при течении рабочей среды в лабиринтном уплотнении и зазоре подчиняются квадратичному закону (течение турбулентное) с постоянными коэффициентами истечения;
- считается, что площадь кольцевого выступа в осевом зазоре АОР много меньше эффективной площади разгрузочной полости и осевой силой в зазоре можно пренебречь;
- дополнительные перемещения ротора, обусловленные упругими деформациями РУП, учитываются введением осевой составляющей силы упругих деформаций $R_{руп}$, которая задается в виде её зависимости от относительного смещения обойм РУП;
- гидравлическая сеть АОР (рисунок 1) идеализируется как сочетание полости с давлением P_a и каналов, подводящих рабочую среду в разгрузочную полость

(расход $G_{лб}$) и отводящих её из полости (расход $G_{зз}$).

При сделанных допущениях статика и динамика АОР описывается системой нелинейных дифференциальных и алгебраических уравнений, состоящей из уравнения осевых перемещений ротора и уравнений подвода / отвода рабочей среды в разгрузочную полость АОР.

Уравнения АОР могут быть дополнены уравнениями нестационарной гидродинамики в сосредоточенных или, если это требуется, распределенных параметрах для описания течения рабочей среды в каналах (зазорах) и полостях гидравлической сети, прилегающей к гидравлической сети АОР.

Расчёт осевых перемещений ротора.

Ротор можно представить в виде поршня, линейно перемещающегося под действием сил давления рабочей среды и инерционных сил переносного движения при действии ускорения j_k корпуса под углом α между положительным направлением перемещений ротора X_a и корпуса X_k .

Ускорение ротора в абсолютном движении складывается из ускорения в относительном по отношению к корпусу движении - $j_{отн}(d^2X_a/dt^2)$ и переносного вместе с корпусом - $j_{пер}$. Величина $j_{пер}$ определяется как проекция ускорения корпуса $j_k(d^2X_k/dt^2)$ на ось относительного перемещения ротора - $j_{пер} = d^2X_k/dt^2 \cos \alpha = g n_x$. По второму закону механики произведение $M_p(j_{отн} + j_{пер})$ равно сумме действующих на ротор осевых сил в относительном движении $R_{отн}$, т.е.:

$$M_p(d^2X_a/dt^2 + g n_x) = R_{отн} \quad (1)$$

где: M_p - сосредоточенная масса всех элементов, перемещающихся вместе с ротором, g - ускорение силы тяжести, n_x - величина перегрузки вдоль оси перемещений ротора.

Сумма осевых сил $R_{отн}$ включает в себя уравновешивающую R_a силу АОР (произведение давления P_a в разгрузочной полости на величину эффективной площади F_a в ней, равную площади кольца с

диаметрами $D_{лб}$ и $D_{зз}$), силу сухого трения $R_{тр}$, осевую составляющую $R_{руп}$ силы упругих деформаций РУП и сумму осевых сил всех дисков $R_{ос}$, уравниваемых осевой силой R_a . Величина i -й осевой силы равна произведению величины соответствующего давления P_i на эффективную площадь F_i диска.

При расчете эффективной площади диска, имитирующего подшипник, площадь отверстия в нём для протока охлаждающей рабочей среды можно рассчитывать при коэффициенте истечения 0.3 ... 0.4.

Записывая уравнение (1) в виде уравнений для скорости V_a и перемещения X_a ротора получим:

$$M_p dV_a/dt = FaP_a - R_{тр} - R_{руп} - R_{ос} - M_p g n_x \quad (2)$$

$$dX_a/dt = V_a \quad (3)$$

Член $M_p g n_x$ уравнения (2) отражает действие инерционных сил переносного движения. В уравнение (3) вводится ограничение по максимальному X_{max} и минимальному X_{min} положению ротора (его упорам) –

$$X_{min} \leq X_a \leq X_{max}, \quad (4)$$

а в уравнение (2) - ограничение по скорости ротора V_a при его касании об упоры:

$$V_a \geq 0 \text{ при } X_a = X_{min}, \quad V_a \leq 0 \text{ при } X_a = X_{max} \quad (5)$$

Осевая составляющая силы упругих деформаций РУП задается в виде зависимости силы $R_{руп}$ от величины перемещения ротора или от относительного смещения наружной и внутренней обойм (рисунке 2).

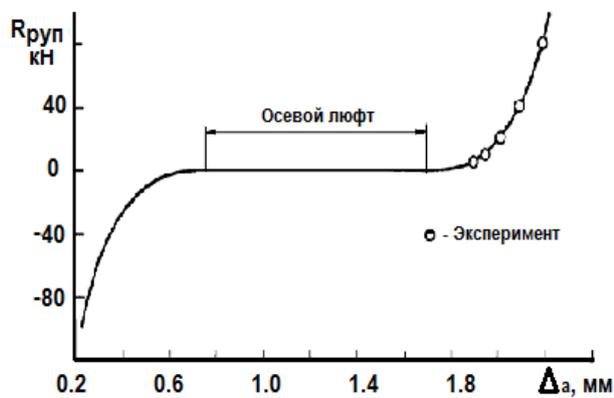


Рисунок 2 Характеристика РУП

Характеристика $R_{руп} = f(X_a)$ определяется путем нагружения осевой силой РУП с закрепленной верхней обоймой и измерения получаемых перемещений ротора (внутренней обоймы). Анализ этой характеристики показывает, что осевой люфт подшипника может составлять до 50 % от полного хода, за пределами которого появляется осевая сила, направленная в ту же сторону, что и компенсирующая сила автомата разгрузки.

В системе разгрузки работают параллельно два автомата осевой разгрузки - гидравлический (непосредственно АОР) и механический в виде радиально-упорного подшипника (РУП), также воспринимающего все приложенные осевые силы.

Силы R_a , $R_{ос}$ и $M_p g n_x$ формируют величину приложенной к ротору силы $R_{пр}$, которой противодействует сила трения $R_{тр}$.

Суммарная сила сухого трения складывается из сил трения верхних обойм подшипников вследствие их локальных прижатий к корпусу и сил трения в шлицевых соединениях ротора (если они имеются). Из-за несимметричного распределения давления в зазоре и других факторов, расчёт сил трения является сложной задачей, требующей знания для конкретных конструкций многих недостоверно известных коэффициентов.

Для расчетов обычно используются экспериментальные данные по силам трения движения и покоя ($R_{дв}$ и $R_{пк}$) конкретных конструкций или же они рассчитываются как произведение коэффициента трения $K_{тр}$ на величину радиальной силы прижатия, равной в первом приближении произведению площади верхней обоймы подшипника ($F_{во}$) на полусумму давлений до ($P_{вх}$) и после неё ($P_{вых}$), т.е.:

$$R_{дв} = 0.5 K_{тр} F_{во} (P_{вх} + P_{вых}) \quad (5)$$

Величина силы трения покоя принята пропорциональной величине силы трения движения с коэффициентом $K_{пк}$, величина которого обычно равна 0.5 ... 2.0:

$$R_{пк} = R_{дв} K_{пк}, \quad K_{пк} = 0.5 \dots 2.0 \quad (6)$$

Если известны значения сил трения движения и покоя, то:

$$\begin{aligned} &=R_{дв} \text{Sign}(V_a) \text{ при } |V_a| \geq V_{мин}, \\ R_{тр} &=R_{пк} \text{Sign}(R_{пр}) \text{ при } |V_a| < V_{мин} \& |R_{пр}| \geq R_{пк} \quad (7) \\ &=R_{пр} \text{ при } |V_a| < V_{мин} \& |R_{пр}| < R_{пк} \end{aligned}$$

Соотношения (7) приближенно описывают следующий механизм действия сил трения. При движении ротора сила трения равна силе трения движения со знаком скорости ротора. После уменьшения скорости ниже минимального значения $V_{мин}$ и при условии, что величина приложенных сил больше величины силы трения покоя, то сила трения равна силе трения покоя со знаком приложенной силы, в противном случае - величине приложенной силы.

Уравнение расчета давления в разгрузочной полости АОР выводится из уравнения неразрывности с учётом сжимаемости рабочей среды при допущении, что изменение объема полости обусловлено только осевыми перемещениями ротора, которые сопровождаются формированием вытесняемого расхода рабочей среды. Тогда:

$$C_{ак} dP_a/dt = G_{лб} - G_{зз} - k_{п} dX_a/dt \quad (8)$$

где: $C_{ак} = M_{п}/E_{п}$ - коэффициент акустической сжимаемости; $M_{п}$, $E_{п}$ - масса и модуль объёмной упругости рабочей среды в полости; $G_{лб}$, $G_{зз}$ - расходы через лабиринт и зазор; $k_{п} dX_a/dt$ - вытесняемый при движении ротора расход, равный произведению скорости dX_a/dt на коэффициент $k_{п}$ - произведение площади F_a на плотность среды.

Для расчёта массового расхода в лабиринтном уплотнении и в зазоре ($G_{лб}$ и $G_{зз}$) с эквивалентной площадью сечения $F_{лб}$ и $F_{зз}$ соответственно, используем известные соотношения для расхода рабочей среды без учёта её инерционности [13]:

$$G_{лб} = \mu F_{лб} \sqrt{2\rho_{лб}(P_n - P_a)}, \quad \mu F_{лаб} = const \quad (9)$$

$$G_{зз} = \mu F_{зз} \sqrt{2\rho_{зз}(P_a - P_{сл})}, \quad \mu F_{зз} = \mu \pi D_{зз} X_a \quad (10)$$

В уравнении (10) площадь проходного сечения зазора $F_{зз}$ равна произведению длины окружности на диаметре $D_{зз}$ на величину осевого перемещения ротора X_a .

Вместо уравнений расчёта рабочей среды в виде (9-10) могут быть использованы другие соотношения с экспериментально определёнными коэффициентами.

Нелинейная система уравнения (2-10) позволяет рассчитать характеристики АОР на статических и переходных динамических режимах работы ТНА.

4 Диапазон регулирования осевой силы

Диапазон регулирования осевой силы автомата разгрузки $R_{ар}$ это диапазон изменения разгрузочной составляющей осевых сил R_a в рабочем диапазоне изменения осевого зазора при постоянных граничных условиях для АОР (давлений на входе (P_n) и выходе ($P_{сл}$)). На рисунке 3 приведена характеристика $R_a = f(X_a)$ для ТНА одного из двигателей. Незначительные отличия расчетных данных от экспериментальных можно считать удовлетворительным ввиду сложности происходящих в полостях АОР процессов.

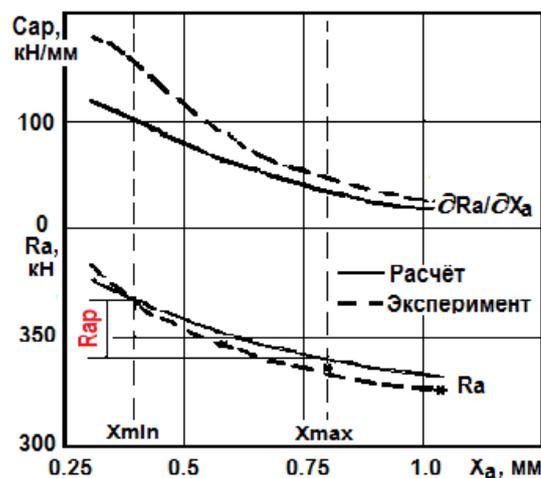


Рисунок 3 Разгрузочная характеристика АОР

Наклон dR_a/dX_a зависимости «сила-перемещение» $R_a = f(X_a)$ имеет размерность пружины и в литературе часто называется коэффициентом гидростатической жёсткости АОР - $C_{ар}$. Из данных рисунка 3

видно, что с уменьшением зазора величина коэффициента жёсткости увеличивается.

При увеличении частоты вращения ТНА величины диапазона регулирования R_{ap} и коэффициента жёсткости C_{ap} увеличиваются (таблица 1).

Таблица 1 Параметры АОР на разных оборотах ТНА

$n_{ТНА}$, об/мин	7000	10000	14000	16000
R_{ap} , кН	210	400	840	1050
C_{ap} , кН/мм	263	500	1050	1312

Аналитическое выражение для коэффициента C_{ap} выводится из линейной системы уравнений (2 - 10) при допущении о постоянстве составляющих $R_{тр}$, $R_{руп}$ и R_{oc} в уравнении (2) и давлений P_n и $P_{сл}$ в уравнениях (9 и 10). После линеаризации получим:

$$\begin{aligned} M_p dX_a^2/dt^2 &= F_a \wedge P_a - M_p g n_x \\ C_a dP_a/dt &= \wedge G_{лб} - \wedge G_{зз} - k_n dX_a/dt \\ \wedge G_{лб} &= [-\wedge P_a / (P_n - P_a)] G_{лб} / 2 \\ \wedge G_{зз} &= \wedge X_a G_{зз} / X_a + [\wedge P_a / (P_a - P_{сл})] G_{зз} / 2 \end{aligned}$$

В линейных уравнениях символ « \wedge » обозначает отклонение переменной, а параметры G_a , X_a , P_n , P_a и $P_{сл}$ - их значение на режиме линеаризации.

Подставляя $\wedge G_{лб}$ и $\wedge G_{зз}$ в уравнение $\wedge P_a$ и учитывая, что $G_{лб} = G_{зз} = G_a$ имеем:

$$M_p dX_a^2/dt^2 = F_a \wedge P_a - M_p g n_x \quad (11)$$

$$C_a dP_a/dt = - (k_n X_a / G_a dX_a/dt + \wedge X_a) G_a / X_a - \wedge P_a [(P_n - P_{сл}) / (P_n - P_a) / (P_a - P_{сл})] G_a / 2 \quad (12)$$

Умножив левую и правую части уравнения (12) на F_a и учитывая, что $\wedge R_a = \wedge P_a F_a$, а члены с производной в статике равны нулю, получим уравнение для расчёта разгрузочной характеристики АОР в линейном виде:

$$\wedge R_a = -2F_a [(P_n - P_a)(P_a - P_{сл}) / (P_n - P_{сл})] \wedge X_a / X_a$$

Так как $C_{ap} = dR_a / dX_a = \wedge R_a / \wedge X_a$, то получим:

$$C_{ap} = 2F_a (P_n - P_a)(P_a - P_{сл}) / (P_n - P_{сл}) / X_a \quad (13)$$

С учётом (13) уравнение (12) имеет вид:

$$T_a X_a / E_{пд} dP_a/dt = - F_a / C_{ap} \wedge P_a - T_a dX_a/dt - \wedge X_a \quad (12a)$$

где $T_a = M_p / G_a = k_n X_a / G_a$ - время пребывания рабочей среды в разгрузочной полости.

5 Характеристики виброустойчивости

Одной из актуальных задач обеспечения общей надёжности ТНА является задача виброндёжности. Виброндёжность - это виброустойчивость и вибропрочность, при этом под вибропрочностью понимается способность агрегатов не разрушаться при механических воздействиях, а виброустойчивостью - выполнять свои функции и сохранять параметры в пределах установленных норм в условиях вибраций [14].

В литературе и специальных требованиях к агрегатам автоматики двигателей летательных аппаратов изложены лишь общие соображения по их виброустойчивости, суть которых заключается в том, что агрегаты должны быть устойчивыми к воздействию вибраций. Количественных же характеристик и показателей, позволяющих сравнивать и регламентировать виброустойчивость различных агрегатов, нет.

Характеристики виброустойчивости могут быть получены путем проведения функциональных виброиспытаний агрегатов. Это гидравлические испытания с одновременным заданием колебаний (вибраций) их корпусов в требуемом диапазоне частот.

Амплитудная и фазовая частотные характеристика функционирующего агрегата, определяемые как реакция i -го параметра на возмущение в виде гармонической вибрации постоянной амплитуды с разной частотой, - это характеристики виброустойчивости агрегата. Они позволяют количественно оценивать показатели виброустойчивости.

В качестве основных показателей частотных характеристик виброустойчивости обычно используют коэффициенты виброчувствительности и виброактивности [12].

Коэффициент виброчувствительности ($K_{вч}$) определяется (рассчитывается) как процент отклонения величины i -го параметра X_i агрегата (системы) при действии линейного ускорения n_x величиной в одну единицу - 1 g, а

коэффициент виброактивности ($K_{вба}$) показывает усиление / ослабление действия вибраций на параметры системы на j -ой частоте по сравнению со значением на нулевой частоте.

Зависимость в виде величины коэффициента виброактивности на каждой частоте вибраций даёт характеристику виброактивности АОР. Она получается из характеристики виброустойчивости в относительном виде, когда амплитуда i -го параметра AX_i на j -ой частоте f_j отнесена к амплитуде на нулевой частоте AX_0 - $K_{вба} = AX_i / AX_0 = F(f_j)$. При этом видно увеличение / уменьшение начальной амплитуды колебаний ротора.

Для расчёта $K_{вбч}$ и характеристики $K_{вба} = F(f_j)$ целесообразно использовать линейные уравнения (11) и (12а). Без учёта в этих уравнениях динамических членов получаем выражение для расчёта коэффициента виброчувствительности. Имеем:

$$K_{вбч} = \Delta X_a / n_x = M_r g / C_{ар} \quad (14)$$

Видно, что при действии ускорения величина перемещения ротора увеличивается с ростом массы ротора M_r и уменьшением коэффициента гидростатической жёсткости $C_{ар}$. Максимальные величины отклонения ротора реализуются на режиме с минимальной частотой вращения при максимальном зазоре (см. данные рисунка 3 и таблицы 1).

На рисунке 4 приведены характеристики виброактивности АОР ТНА двигателей 1 (пунктирные линии) и 2 (сплошные линии) в трёх точках характеристики $R_a = f(X_a) - X_a = 0.3, 0.6$ и 1.2 мм.

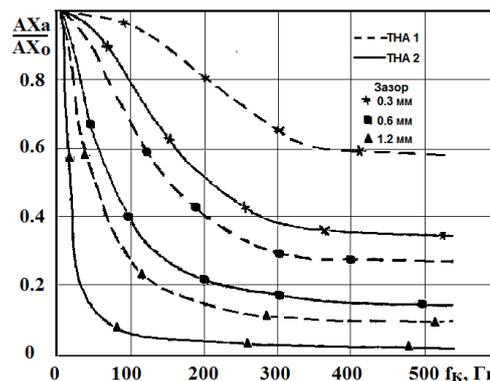


Рисунок 4 Характеристика виброактивности АОР

Амплитуда осевых колебаний ротора ТНА этих двигателей в штатных условиях работы уменьшается с увеличением частоты вибраций в диапазоне $0 \dots 550$ Гц.

Как указывалось выше, работа АОР происходит как в условиях гармонических возмущений (вибрации корпуса ТНА), так и в условиях импульсных (ударных). На рисунке 5 приведены осевые перемещения ротора ТНА при действии импульсной нагрузки треугольной формы длительностью 0.125 с высотой 30 и 60 г от исходного положения ротора 0.6 мм.

Процессы рассчитаны по нелинейной системе уравнений АОР и позволяют определить предельные нагрузки на ротор, при которых не будет его касание об упоры. Максимум величины отклонения ротора реализуется позже максимума перегрузки, что свидетельствует о влиянии сил инерции.

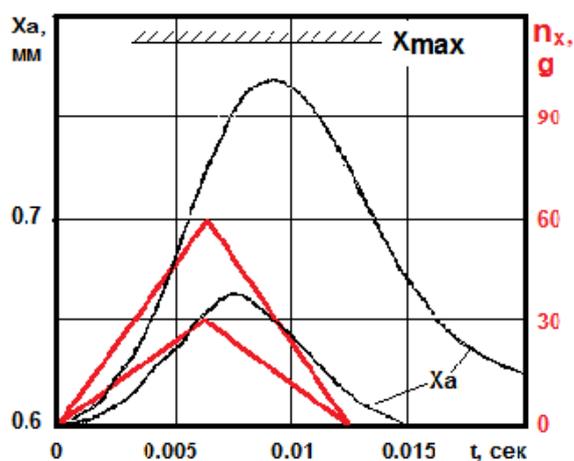


Рисунок 5 Влияние сжимаемости рабочей среды

Усиление виброактивности АОР наблюдается при увеличении сжимаемости

рабочей среды в разгрузочной полости или её объёма. На рисунке 6 приведены характеристики виброактивности в нормальных условиях и при снижении модуля упругости из-за нагрева рабочей среды, появления нерастворенных газовых включений или податливости корпуса насоса.

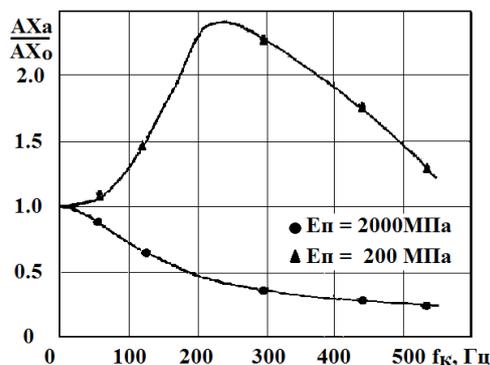


Рисунок 6 Влияние сжимаемости рабочей среды

Величина коэффициента виброактивности на частоте вибраций 230 Гц равна 2.4, т.е. на этой частоте в 2.4 раза возрастает амплитуда колебаний ротора. Это увеличение обусловлено снижением запаса устойчивости АОР из-за наличия сжимаемости рабочей среды в разгрузочной полости и увеличения гидростатической жёсткости. При заданном диапазоне регулирования осевой силы уменьшение виброактивности возможно путём уменьшения объёма разгрузочной полости и увеличения осевого зазора АОР.

Условия устойчивости АОР определяются из характеристического уравнения системы (11) и (12а), которое имеет вид:

$$M_p Ta Ka * p^3 + M_p * p^2 + C_{пр} Ta * p + C_{пр} = 0 \quad (15)$$

где: p – оператор Лапласа, $Ka = C_{ар} X_a / E_p / F_a$.

Пренебрежение сжимаемостью рабочей среды в полостях системы разгрузки или массой подвижных частей делает систему заведомо устойчивой. Совместный учет этих факторов показывает, что АОР потенциально неустойчивы.

Согласно критерия устойчивости Гурвица для системы третьего порядка она устойчива, если произведение средних членов уравнения (15) больше произведения

его крайних членов, т.е. $M_p C_{пр} Ta > M_p C_{пр} Ta Ka$, откуда $Ka \leq 1$ или:

$$C_{ар} X_a / E_p / F_a \leq 1 \quad (16)$$

В работах по динамике гидропривода [15] комплекс, равный произведению квадрата площади поршня F на модуль упругости рабочей среды E разделенный на объем полости V ($F^2 E / V$), называется коэффициентом жесткости гидравлической пружины полости – $C_{гп}$. Тогда в терминах жесткости пружин условие устойчивости (16) имеет вид $C_{ар} \leq F_a E_p / X_a \leq F^2 a E_p / V_p$ или:

$$C_{ар} \leq C_{гп} \quad (17)$$

Автомат осевой разгрузки является устойчивой системой, если в рассматриваемой точке разгрузочной характеристике «сила-перемещение» коэффициент гидростатической жесткости меньше коэффициента жесткости гидравлической пружины разгрузочной полости.

В первом приближении величину гидростатической жесткости АОР можно определить как отношение диапазона регулирования АОР – $R_{ар}$ к величине осевого хода ротора $X_{мах} - X_{мин}$, соответствующего этому диапазону, т.е. $C_{ар} = R_{ар} / (X_{мах} - X_{мин})$. Тогда условие устойчивости (17), записанное в виде предельного значения объёма разгрузочной полости V_p , имеет вид:

$$V_p \leq F^2 a E_p (X_{мах} - X_{мин}) / R_{ар} \quad (18)$$

На рисунке 7 показано влияние объёма разгрузочной полости на качество переходных процессов перемещения ротора в штатных условиях (пунктирные линии) и при увеличении в 3.5 раза объёма полости V^* (сплошные линии). На режиме работы с зазором 0.4 мм и увеличенном объёме имеют место слабозатухающие колебания.

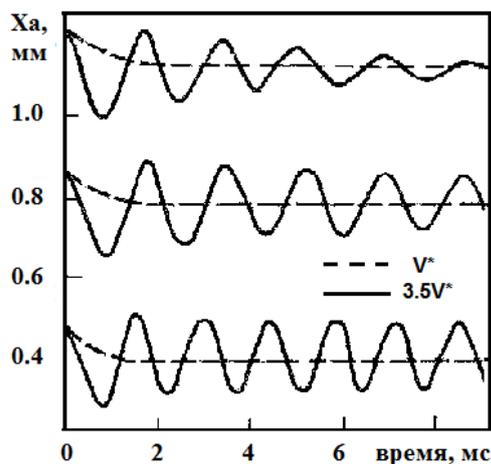


Рисунок 7 Переходные процессы в АОР

Выражение для расчета частоты колебаний на границе устойчивости $\varphi_{ар}$ выводится из выражения мнимой части уравнения (15) и имеет следующий вид:

$$\varphi_{ар} = (C_{ар} / M_p)^{0.5} / 6.28 \quad (19)$$

Расчетный прогноз о неустойчивости системы осевой разгрузки по критериям (16-18) следует рассматривать как необходимость моделирования АОР по более полной нелинейной системе уравнений с учетом других динамических факторов (инерции рабочей среды, сил вязкого трения в подшипниках и др.) для оценки возможных амплитуд колебаний в системе.

В тоже время, принятые выше допущения и использованная простая физическая модель рабочего процесса в АОР рассмотренного типа, позволили получить соотношения, показывающие влияние на качество процессов в системе осевой разгрузки основных параметров АОР — диапазона регулирования, объема разгрузочной полости, площади силового элемента и свойств рабочей среды в виде модуля её упругости.

Зависимость (16-18) позволяют уже на стадии проектирования АОР принять меры для уменьшения его виброактивности путём повышения запаса устойчивости системы.

Необходимые показатели виброустойчивости АОР — коэффициенты виброчувствительности и виброактивности, могут быть обеспечены путём компромисса при выборе гидростатической жесткости

АОР, величина которой разнонаправлено влияет на эти коэффициенты: для уменьшения коэффициента виброчувствительности необходимо увеличивать жесткость, а для снижения виброактивности — уменьшать её. При этом необходимо минимизировать величину расхода рабочей среды, отбираемого в АОР из-за насоса, для увеличения его объёмного коэффициента полезного действия.

Для снижения виброактивности автоматов осевой разгрузки ТНА целесообразно:

- предельно уменьшить объём разгрузочной полости, что и реализовано в АОР нескольких двигателей путем ликвидации дополнительных объемов и пазух;

- максимально увеличивать величину разгрузочной площади (до наружного диаметра крыльчатки насоса), при этом для обеспечения диапазона регулирования требуется меньший перепад давлений;

- расширять, при необходимости, диапазон регулирования осевой силы АОР путём введения в конструкцию ТНА дополнительного разгрузочного диска с нерегулируемым давлением рабочей среды.

Обеспечение виброустойчивости путём демпфирования ротора может сопровождаться ухудшением показателей быстродействия системы осевой разгрузки, что потребует компромисса при выборе параметров.

6 Заключение

1. Виброустойчивость автомата осевой разгрузки (АОР) может быть определена путём анализа частотной характеристики виброустойчивости, полученной расчётным путём или экспериментально при функциональных виброиспытаниях АОР с одновременным заданием колебаний (вибраций) его корпуса в требуемом диапазоне частот.

2. В качестве основных показателей частотной характеристики виброустойчивости могут быть использованы

коэффициенты виброчувствительности и виброактивности. При этом коэффициент виброчувствительности показывает величину перемещения ротора при действии линейного ускорения величиной в одну единицу, а коэффициент виброактивности - усиление / ослабление действия вибраций на параметры системы на j -ой частоте по сравнению со значением на нулевой частоте.

3. Величина коэффициента виброчувствительности прямо пропорционально массе ротора и обратно пропорциональна коэффициенту гидростатической жесткости АОР, который в первом приближении равен отношению диапазона регулирования АОР к максимальной величине регулируемого осевого зазора.

4. Величина коэффициента виброактивности снижается при уменьшении объема разгрузочной полости АОР, увеличении его разгрузочной площади, а также осевого зазора и модуля упругости рабочей среды. С увеличением диапазона регулирования осевой силы при той же величине зазора виброактивность АОР повышается.

5. Разработана математическая модель АОР, позволяющая рассчитывать его статические и динамические характеристики с учётом действия инерционных сил переносного движения, осевой составляющей сил радиально-упорного подшипника и силы сухого трения, а также использованием в линейных уравнениях коэффициента гидростатической жёсткости в явном виде.

Список использованных источников

[1] ГОСТ 17655-89 Двигатели ракетные жидкостные. Термины и определения, М., 1991, 59 с.
 [2] Швецова Д. С. Автоматы осевой разгрузки / Д. С. Швецова, Т. А. Королёва // Журнал «Актуальные проблемы авиации и космонавтики», Изд.: ФГБОУ «Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика

М.Ф. Решетнева"». – Красноярск, 2016. - Т.1. - №12. - С. 222-223.

[3] Новиков Д. К. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Учебное пособие. / Д. К. Новиков. - Самара: Изд. СГАУ, 2012. – 87 с.

[4] Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. - Л.: Машиностроение, 1966, - 364 с.

[5] Марцинковский В. А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов / В. А. Марцинковский. – М.: Машиностроение, 1970, - 270с

[6] Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / В. А. Марцинковский – М.: Машиностроение, 1980, 200 с.

[7] Чегурко Л. Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций / Л. Е. Чегурко. – М.: Энергия, 1978, - 160 с.

[8] Овруцкая Н. Б. Об осевой устойчивости ротора турбомашин при наличии разгрузочного устройства / Н. Б. Овруцкая, М. З. Хейфец // Труды ЛМЗ, 1957. - Вып. № 5. - С. 345-350.

[9] Марцинковский В. А. Анализ осевой устойчивости роторов питательных насосов / В. А. Марцинковский // Энергомашиностроение. – 1973. - № 4. – С. 28-30.

[10] Павленко И. В., Корчак А. Анализ динамики гидропаты с податливым упорным кольцом / И. В. Павленко, А. Корчак // Вісник Сумського державного університету, Серія Технічні науки. – 2007. - №1. - С. 45-53.

[11] Виноградов А. С. Проектирование разгрузочного устройства упорного подшипника ротора турбомашин / А. С. Виноградов, С. В. Фалалеев // «Проблемы машиностроения и надежности машин». – 2017. - Вып.5. – С. 88-95.

[12] Гулиенко А. И. Влияние вибраций на характеристики гидромеханических регуляторов // Journal of Dynamics and Vibroacoustics. – Самара: СГАУ, 2018. – Т. 4. - №1. – С. 6-16.

[13] Гимадиев А. Г. Математическая модель клапана ЖРД с учётом гидродинамической силы / А. Г. Гимадиев, Д. М. Стадник, Д. С. Братчинин. Труды 2-й международной научно-технической конференции «Динамика и виброакустика машин». – Самара: СГАУ, 2014. - С. 237-243.

[14] Вибрации в технике. Справочник. - М.: Машиностроение, 1967. Т.1.

[15] Динамика гидропривода / Под ред. В. Н. Прокофьева. - М.: Машиностроение, 1972. - 288 с.

VIBRATION RESISTANCE OF THE AUTOMATIC DEVICE OF AXIAL UNLOADING OF THE TPU**Anatoly I. Gulienko**

Central Institute of Aviation Motors
(CIAM),
2 Aviamotornaya St.
Moscow, Russian Federation
111116
goulienکو-contrl@ciam.ru

The results of vibration resistance research of automatic device axial unloading of turbopump unit (TPU) are reviewed. The mathematical model of the device of this type is developed. She allows to define at a design stage influence on vibration resistance system key parameters - a range of regulation of axial force, volume of the unloading chamber and compressibility of a working liquid. Frequency characteristics vibration activity and transients on axial moving of a rotor influences in the form of jump and blow are resulted.

Keywords: Automatic device axial unloading; vibration resistance; vibration activity

References

- [1] Engines the rocket liquid. Terms and definitions. GOST 17655-89, 1991.
- [2] Shvetsova, D.S. and Korolyova, T.A. (2016) "Machines Axial Unloading", *Journal «Actual problems of aircraft and astronautics»*, Reshetnev Siberian State Aerospace University, vol.1, no. 12, pp. 222-223.
- [3] Novikov D.K. (2012), *Design principles of aviation engines and power installations. User manual*, SSAU, Samara, Russia, 87 p.
- [4] Lomakin A. A. (1966), *Centrifugal and Axial Pumps*, Mashinostroeniye, Leningrad, Russia, 364 p.
- [5] Martsinkovsky V.A. (1970), *Gidrodinamika and Durability of Centrifugal Pumps*, Mashinostroeniye, Moscow, Russia, 270 p.
- [6] Martsinkovsky, V.A. (1980), *Contactless sealing rotary machine*, Mashinostroeniye, Moscow, Russia, 200 p.
- [7] Chegurko, L.E. (1978), *Unloading of the device of nutritious pumps of thermal power stations*, Energy, Moscow, Russia, 160 p.
- [8] Ovrutskaja N.B. and Heifetz, M.Z. (1957), *About axial stability of a rotor of turbomachines in the presence of the unloading device*, «Papers LMF», issue 5, pp. 345-350.
- [9] Martsinkovsky, V.A. (1973), The analysis of axial stability of rotors of nutritious pumps, *Energomashinostroeniye*, no. 4, pp. 28-30.
- [10] Pavlenko, I.V. and Korchak, A. (2007), "The analysis of dynamics of hydraulic discharge device with the pliable stop ring", *Vesnik of the Sumy State University. A series "Engineering Science"*, no. 1, pp. 45-53.
- [11] Vinogradov A.S. and Falaleev, S.V. (2017), "Designing of the unloading device of the persistent bearing of a rotor of a turbomachine", *Journal "Problems of mechanical engineering and reliability of machines"*, issue 5, pp. 88-95.
- [12] Gulienko, A.I. (2018), *Influence of Vibrations on Characteristics of Hydromechanical Regulators*, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, Samara, Russia, vol. 4, no. 1, pp. 6-16.
- [13] Gimadiev, A.G., Stadnik D.M. and Bratchinin, D.S. (2014), *Mathematical Model LRE Valve Given the Hydrodynamic Forces*, *Papers of the second International Scientific and Technical Conference «Dynamics and Vibroacoustics»*, SSAU, Samara, Russia, pp. 237-243.
- [14] *Vibrations in the Technician*, (1967), A directory, *Mashinostroeniye*, Moscow, Russia, vol. 1.
- [15] Prokofiev, V.N. (ed.) (1972), *Dynamics of a hydrodrive*, *Mashinostroeniye*, Moscow, Russia, 288 p.