

УДК 621.63: 621.51

В.В. Гоцуленко, В.Н. Гоцуленко, О.В. Дубина, В.И. Романенко,
А.В. Садовой, Р.К. Стасевич, Н.Т. Тищенко**К ПРОБЛЕМЕ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ПОМПАЖА
ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЛОПАСТНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ**

Введение. Известно, что причиной продольной неустойчивости работы лопастных нагнетателей является наличие восходящей ветви на напорной характеристике, которая представляет зависимость напора $F(Q)$ или степени повышения давления $\pi(Q)$ от объемного расхода Q . При монотонно убывающей зависимости $\pi(Q)$ компрессорные машины работают абсолютно устойчиво. Возбуждение автоколебаний (помпажа) в системах, включающих компрессор или турбовоздуходувку, создает различные аварийные ситуации и может привести к разрушению нагнетателя и напорной магистрали.

В практике защиты двухступенчатых турбовоздуходувных нагнетателей, осуществляющих дутье в доменные печи металлургических предприятий, предупреждение помпажа выполняется системой антипомпажной защиты, которая осуществляет сброс сжатого воздуха из напорной магистрали в атмосферу при уменьшении расхода холодного дутья, вызванного снижением проницаемости шихты при ее уплотнении или оплавлении, и приближением нагнетателя к границе устойчивости. Расход воздуха через нагнетатель при этом возрастает и рабочий режим смещается в область больших подач, что обеспечивает устойчивую работу системы.

Наличие между ступенями двухступенчатой воздуходувки упругости промежуточного трубопровода сужает границу области ее устойчивости [1]. При этом оказываются ограниченными возможности расширения области устойчивой работы нагнетателя [2] путем перепуска воздуха. Следует отметить, что защита компрессорной машины от помпажа путем сброса сжатого воздуха, обогащенного кислородом, в атмосферу обуславливает многомиллионные экономические потери на каждой доменной печи, поэтому весьма актуальным является отыскание способов

обеспечения устойчивости работы воздуходувки, не требующих сброса сжатого воздуха в атмосферу.

Постановка задачи. Проточный канал рабочих колес центробежных нагнетателей и спиральных отводящих устройств является диффузорным. Особенностью таких каналов является образование отрывных течений, порождающих вихреобразование в потоке при снижении расхода. Кроме того, в рабочих колесах при этом образуется торовой вихрь, который получает энергию от вращающегося колеса и передает ее подсосываемой среде, которая закручивается [3].

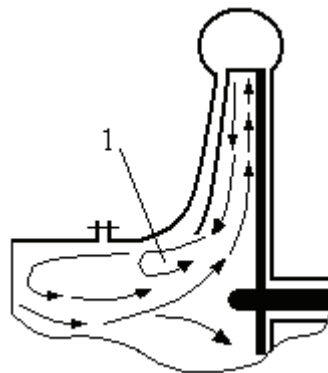


Рисунок 1 - Схема образования торового вихря в рабочем колесе центробежного нагнетателя, где 1- область торового вихря

С уменьшением подачи интенсивность вихревых движений и их обилие возрастают. Поэтому гидравлические потери в рабочем колесе и отводящем устройстве центробежного нагнетателя, достигнув минимального значения при безотрывном течении, с образованием отрывных вихревых движений и дальнейшим уменьшением расхода возрастают. При этом образуется нисходящая ветвь зависимости гидравлических потерь $h_c(Q)$ [4], которая порождает восходящую ветвь $F(Q)$ напорной характеристики нагнетателя, что составляет необходимое условие помпажа [2], где Q - объемный расход на входе в нагнетатель.

Для предотвращения образования нисходящей ветви гидравлических потерь $h_c(Q)$ следует уменьшать объемы рабочего колеса [5] и отводящих устройств [6-8] в соответствии со снижением подачи. Выравнивание завала напорной характеристики $\pi(Q)$ можно также осуществить регулируемым увеличением диаметра лопастей на выходе из колеса, подкруткой по периферии потока на входе в нагнетатель эжектирующими струями [9] или внедрением в него

закручивающих лопастей. При этом необходимым является осуществление определенных конструктивных изменений, т.е. вмешательство собственно в конструкцию нагнетателя.

Существуют также способы динамического демпфирования в системах с двумя степенями свободы, основанные на подключении резонансного акустического поглотителя колебаний [2] или перепуске воздуха с нагнетания на всасывание с отбором накопленной в нем энергии. В этом случае вмешательство в конструкцию нагнетателя практически отсутствует, а потери энергии на производство дутья существенно снижаются.

Исследование областей устойчивости компрессорных установок традиционно осуществлялось на основе анализа распределения корней характеристического уравнения линеаризованной системы [1-2]. Для построения периодических решений нелинейных уравнений движения применялись геометрические методы, отличающиеся трудоемкостью и ограниченной точностью. Применение персональных компьютеров в сочетании с разработанными аналитическими и конечно-разностными методами моделирования [10] позволяет сравнительно легко определить форму автоколебаний в системе подачи холодного дутья, построить предельные циклы и определить эффективность тех или иных воздействий, препятствующих возникновению помпажа. Задачей настоящего исследования является определение возможности осуществления и эффективности антипомпажной защиты двухступенчатого доменного воздушного компрессора без сброса обогащенного кислородом холодного дутья в атмосферу.

Результаты исследований. Схему двухступенчатой компрессорной машины, рассматриваемую в работах [1-2], дополним управляемыми объемами, расположенными на выходе каждой ступени нагнетателя (рис.2).

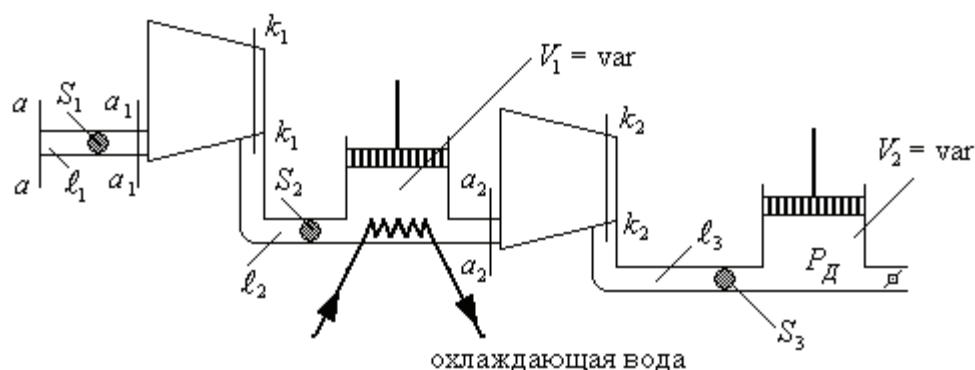


Рисунок 2 - Схема двухступенчатого компрессора с дополнительными управлениями объемами на выходе каждой ступени

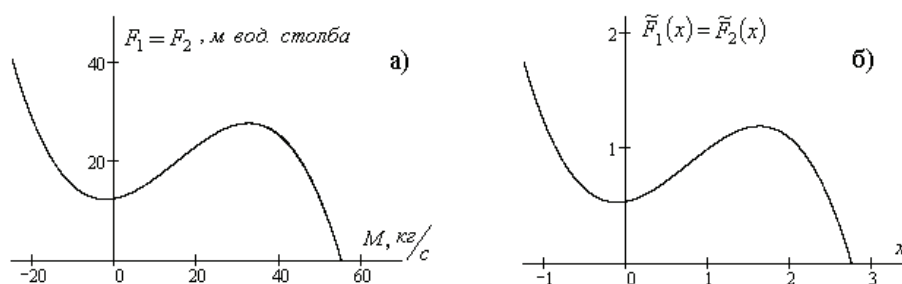


Рисунок 3 - Напорные характеристики ступеней компрессора а) и б) приведенные к безразмерному виду, используемые при моделировании явления помпажа, i - номер ступени, P_o - давление на входе в компрессор

В уравнениях динамики пневмосистемы, включающей двухступенчатый компрессор, напорные характеристики $F_i(M) = [\pi_i(M) - 1]P_o$ ($i = \overline{1,2}$) (рис.3) отдельных ступеней удобно представлять [2] как функции массового расхода M . Представив характеристику приключенной магистрали общей зависимостью $P_D = h_c(M_D)$, систему уравнений движения запишем в виде [2]:

$$\begin{cases} L_{a1} \frac{dM_1}{dt} = F_1(M_1) - P_{a2}, \\ C_{a1} \frac{dP_{a2}}{dt} = M_1 - M_2, \\ L_{a2} \frac{dM_2}{dt} = F_2(M_2) - P_D + P_{a2}, \\ C_{a2} \frac{dP_D}{dt} = M_2 - M_D, \\ P_D = k_D \cdot M_D^2, \end{cases} \quad (1)$$

где $L_{a1} = \frac{\ell_2}{S_2} + \frac{\pi_1 \ell_1}{S_1}$, π_1 - степень повышения давления в первой ступени компрессора, $C_{a1} = \frac{S_2 \ell_2}{c_1^2}$, $L_{a2} = \frac{\ell_3}{S_3}$, $C_{a2} = \frac{S_3 \ell_3}{c_2^2}$, $c_1 \cong c_2$ - скорость распространения звука в потоках на входе соответствующих ступеней, π_2 - степень повышения давления во второй ступени компрессора [2], M_i - соответствующие массовые расходы, P_{a2} - давление в напорной емкости перед входом во вторую ступень, P_D - давление перед дросселем на входе в приключенную магистраль.

Рассматривая стационарное решение системы (1), получим:

$$\begin{cases} M_1 = M_2 = M_D = \xi, \\ P_{a2} = F_1(\xi) \\ k_D = \frac{F_1(\xi) + F_2(\xi)}{\xi^2}, \\ P_D = k_D \cdot \xi^2, \end{cases}$$

или делая замену: $x = \frac{M_1}{\xi}$, $y = \frac{P_{a2}}{F_1(\xi)}$, $X = \frac{M_2}{\xi}$, $Y = \frac{P_D}{F_1(\xi) + F_2(\xi)}$, $t = \frac{\tau}{\tau_o}$,

приведем систему (1) к безразмерному виду:

$$\begin{cases} \tilde{L}_{a1} \frac{dx}{d\tau} = \tilde{F}_1(x) - y, \\ \tilde{C}_{a1} \frac{dy}{d\tau} = x - X, \\ \tilde{L}_{a2} \frac{dX}{d\tau} = \tilde{F}_2(X) - (1 + \chi)Y + y, \\ \tilde{C}_{a2} \frac{dY}{d\tau} = X - \sqrt{Y}, \end{cases} \quad (2)$$

где обозначено: $\tilde{L}_{a1} = \frac{\tau_o \xi}{F_1(\xi)} L_{a1}$, $\tilde{C}_{a1} = \frac{\tau_o F_1(\xi)}{\xi} C_{a1}$, $\tilde{L}_{a2} = \frac{\tau_o \xi}{F_1(\xi)} L_{a2}$,

$$\tilde{C}_{a2} = \frac{\tau_o (F_1(\xi) + F_2(\xi))}{\xi} C_{a2}, \quad \tilde{F}_1(x) = \frac{F_1(\xi \cdot x)}{F_1(\xi)}, \quad \tilde{F}_2(x) = \frac{F_2(\xi \cdot X)}{F_1(\xi)}, \quad \chi = \frac{F_2(\xi)}{F_1(\xi)}.$$

Далее всюду значение стационарного расхода $\xi = 20^{kz/c}$ и $\tau_o = 1c$.

На рисунке 4 изображены предельные циклы и формы автоколебаний $y(\tau)$ и $Y(\tau)$ в колебательных контурах системы (2), рассчитанные при одинаковых акустических параметрах исходной системы (1), т.е. $L_{a1} = L_{a2}$ и $C_{a1} = C_{a2}$.

Если изменяется только величина C_{a2} , то предельные циклы и формы колебаний $x(\tau)$ и $y(\tau)$ в колебательном контуре первой ступени не изменяются.

Изменяющиеся формы колебаний контура второй ступени с уменьшением значений C_{a2} представлены на рисунке 5, а с увеличением значений C_{a2} - на рисунке 6. При этом происходит изменение предельных циклов и форм колебаний, которые приобретают на определенном отрезке стохастический характер. Это связано с тем, что аттрактор колебательного контура второй ступени имеет стохастическую структуру. Такое типичное явление наблюдается в динамических системах с несколькими степенями свободы [11], что следует учитывать, реализуя соответствующие динамические воздействия на колебания с целью снижения их амплитуды.

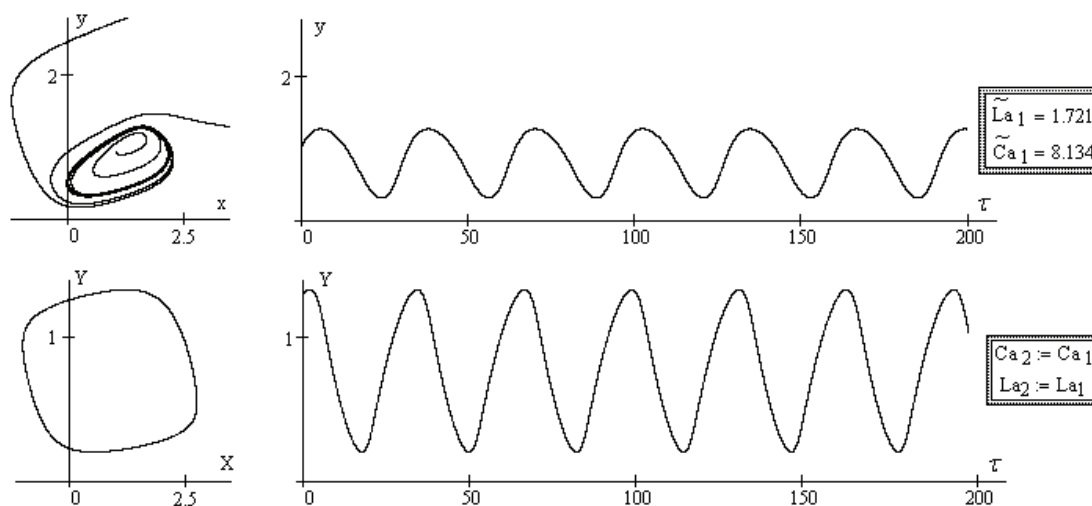


Рисунок 4 - Предельные циклы и формы автоколебаний $y(\tau)$ и $Y(\tau)$ в колебательных контурах системы, включающих двухступенчатую воздуходувку

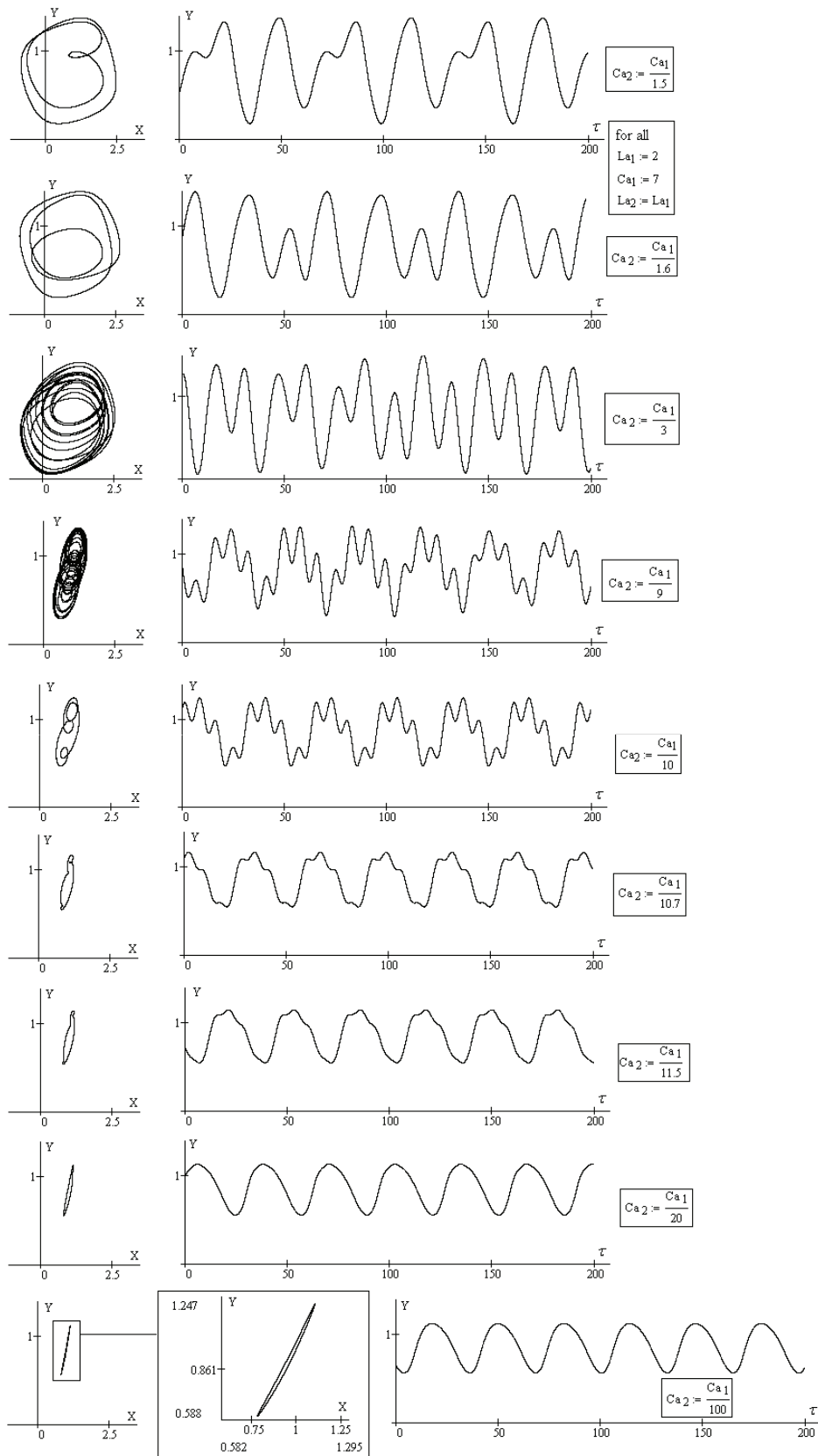


Рисунок 5 - Изменение предельных циклов и форм колебаний $Y(\tau)$, во втором колебательном контуре системы при уменьшении акустической гибкости C_{a2}

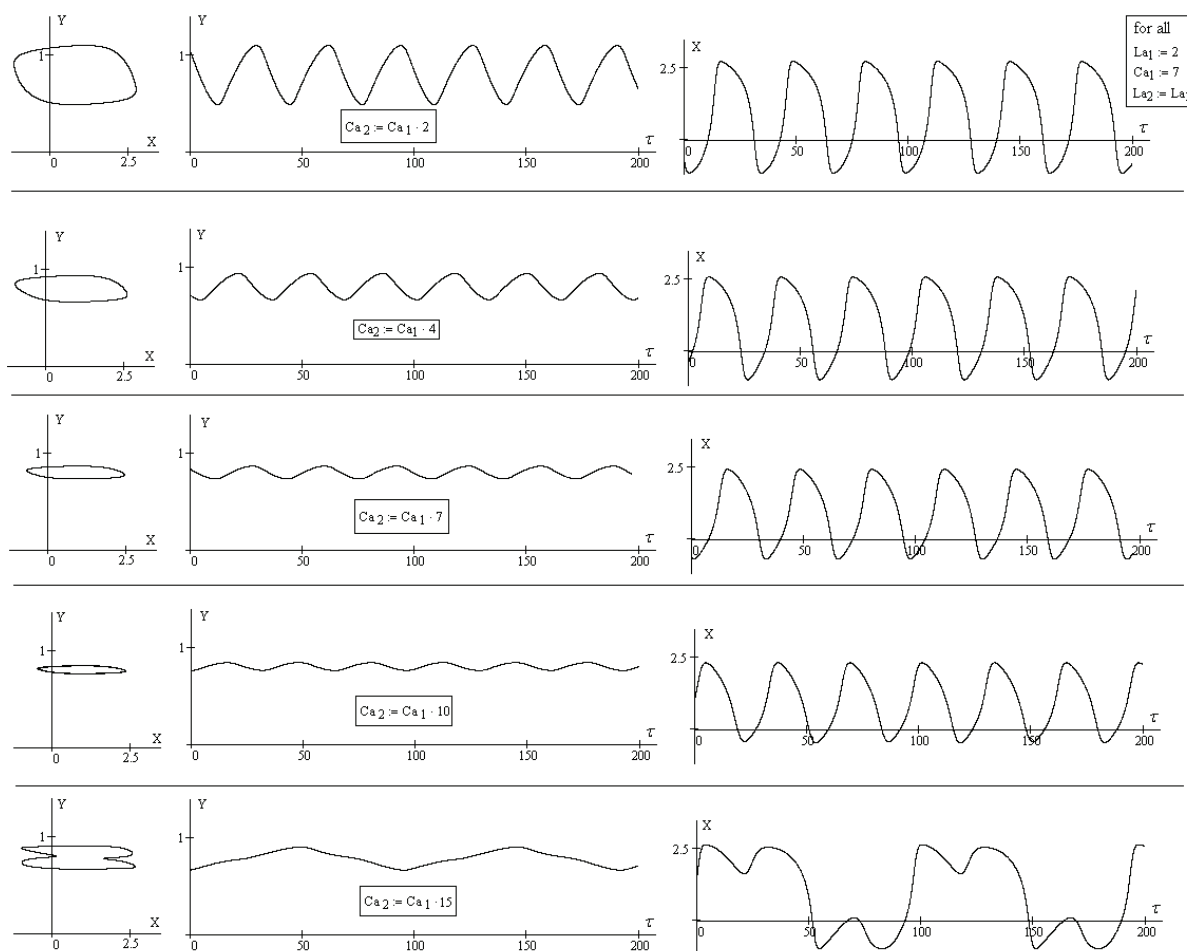


Рисунок 6 - Формы релаксационных автоколебаний $Y(\tau)$ и $X(\tau)$ во втором колебательном контуре при увеличении его акустической гибкости C_{a2} когда $C_{a1} = idem$

При изменении акустической гибкости первого колебательного контура $C_{a1} = var$ и неизменной второго контура $C_{a2} = idem$ имеет место одновременное изменение, как предельных циклов, так и форм колебаний в обоих колебательных контурах лопастной компрессорной машины. Причем эти изменения имеют место как с увеличением значений C_{a1} , так и с их уменьшением.

С уменьшением акустической гибкости C_{a1} колебания в первом колебательном контуре (рисунке 7) становятся гармоническими, их амплитуды уменьшаются и затем они исчезают. Колебания во втором контуре также приобретают гармонический характер, и амплитуда их несколько уменьшается.

С увеличением акустической гибкости C_{a1} автоколебания в первом колебательном контуре нагнетателя становятся

релаксационными, а затем релаксационными с неизменной амплитудой колебаний. Колебания во втором колебательном контуре приобретают стохастический характер и переходят в неизменные как по амплитуде, так и по форме, что изображено на рисунке 7.

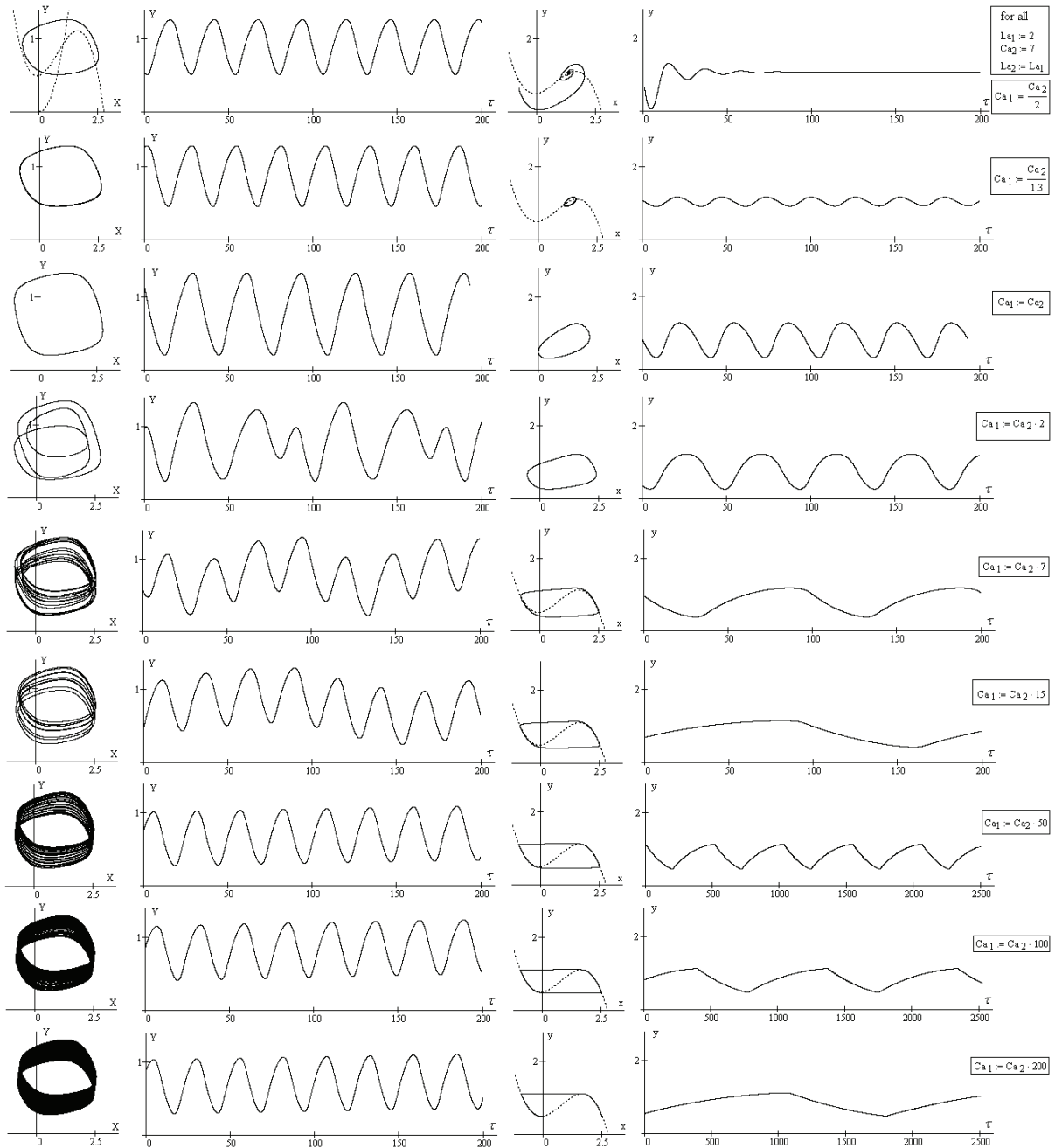


Рисунок 7 - Характер изменения циклов и автоколебаний $y(\tau)$ и $Y(\tau)$ в колебательных контурах двухступенчатого нагнетателя при изменении величины C_{a1}

Таким образом, выполненные исследования показывают, что практически невозможно определить параметры сети, при которых устраняются автоколебания в системе компрессор-сеть.

Одним из возможных способов антипомпажной защиты без выброса в атмосферу обогащенного кислородом воздуха, является его перепуск с нагнетателя второй ступени на всасывание первой.

На рисунке 8 представлена такая схема, в которой при снижении потребления расхода дутья доменной печью воздух с нагнетателя второй ступени компрессора направляется на всасывание первой ступени через турбину вращающую электрогенератор.

Следовательно, утилизируется энергия избыточного количества сжатого воздуха и снижается его температура, что помимо предотвращения его выброса в атмосферу позволяет повысить энергетическую эффективность системы.

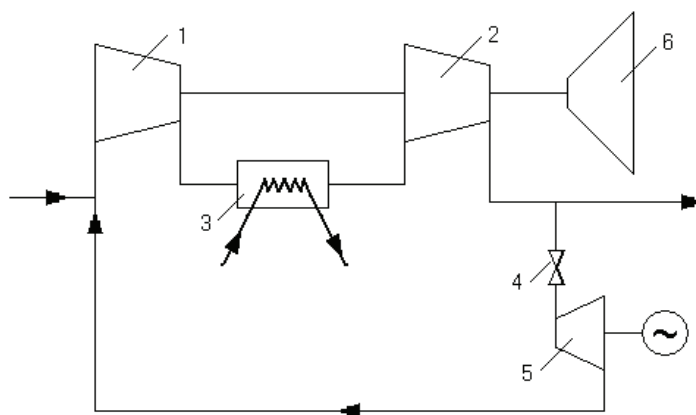


Рисунок 8 - Схема двухступенчатого компрессора, с наполнением его проточных каналов при снижении подачи воздухом, перепускаемым из напорной магистрали, в которой: 1- первая ступень, 2- вторая ступень компрессора, 3- выносное охлаждение сжатого воздуха, 4- исполнительный управляемый регулятор, 5- воздушная турбина с электрогенератором, отбирающая напор от перепускаемого расхода, 6- привод нагнетателя

Определим КПД системы при перепуске (рециркуляции) воздуха без использования турбины 5, когда его значения η_1 и с ее применением, когда значение КПД η_2 .

Полезная мощность:

$$N_{II} = N_e \eta_{max} - N_{отв} \quad (3)$$

где $N_e \eta_{max}$ - мощность передаваемая компрессором потоку при максимальном его КПД η_{max} , $N_{отв}$ - отводимая мощность, которая либо отводится от перепускаемого потока в охлаждающем устройстве для снижения его температуры, либо при расширении в турбине с возвратом не используемой энергии из-за снижения потребляемого расхода.

При отсутствии турбины 5 в системе (рис.8) ее КПД равен:

$$\eta_1 = \frac{N_e \eta_{max} - N_{oms}}{N_e} \quad (4)$$

а в случае ее применения:

$$\eta_2 = \frac{N_e \eta_{max} - N_{oms}}{N_e - N_{oms} \eta_T} \quad (5)$$

Зависимости (4) и (5) представим как функции: $\frac{N_{oms}}{N_e}$

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_1 = \eta_{max} - \frac{N_{oms}}{N_e} \\ \eta_2 = \frac{\eta_{max} - \frac{N_{oms}}{N_e}}{1 - \eta_T \frac{N_{oms}}{N_e}} \end{array} \right. \quad (6)$$

Представим в виде графического их изображения, когда $\eta_{max} = 0,9$ и ряда значений η_T , КПД турбины.

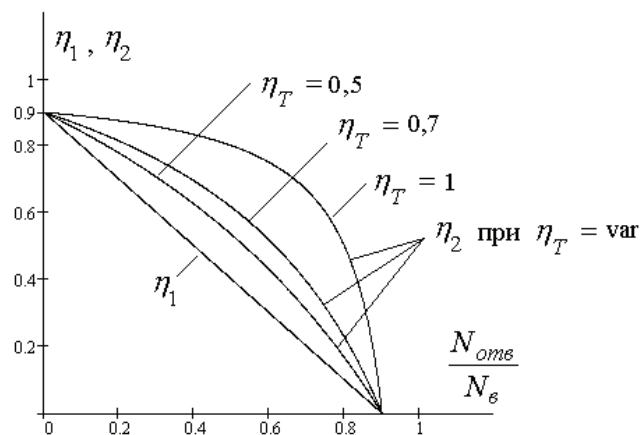


Рисунок 9 - Зависимости кпд η_1 и η_2 при перепуске расхода из напорной магистрали и сохранении режима компрессора, соответствующего максимальному значению его КПД

Выводы

2. Обобщены способы воздействия на автоколебания, имеющие характер помпажа, обоснована его природа. Это позволило выбрать способ защиты двухступенчатого компрессора с применением рециркуляции воздуха при малых подачах.
3. Определены формы колебаний и закономерности их изменения при варьировании акустических параметров системы, включающей двухступенчатый лопастной нагнетатель. Это позволяет создать способы управления величиной их амплитуды.

Иллюстрировано образование предельного цикла как неизменной амплитуды, так и неизменной формы колебаний.

4. Представлена иллюстрация изменения КПД системы защиты от помпажа при рециркуляции потока наполняющего компрессор, когда снижается его подача, как с утилизацией энергии потока, так и при ее отсутствии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ронжин О.В. К теории помпажа в двухступенчатом компрессоре // Труды ЛК ВВИА им. Можайского, 1958, вып.204, с.25-52.
2. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах. М.: Машиностроение, 1974, 264 с.
3. Поликовский В.И., Левин А.А. Исследование работы насосов и воздуходушных машин на режимах пониженных подач // Теплоэнергетика 1966, №3, с.49-53.
4. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Высшая школа, 1972, 342 с.
5. А.с. 1665089 СССР, F04D 15/00. Центробежный насос.
6. Декларацийний патент на корисну модель 2004031871 Україна, F04D 17/00. Одноступеневий відцентровий компресор.
7. Декларацийний патент на корисну модель 20040806848 Україна, F04D 1/06. Одноступеневий відцентрований компресор.
8. J.T. Gravdahl Modeling and Control of Surge and Rotation Stall in Compressors. Report 98-6-W Department of Engineering Cybernetics Norwegian University of Science and Technology N-7034 Trondheim, Norway, 1998.
9. Гоцуленко В.В., Гоцуленко В.Н. К проблеме устойчивости лопастных насосов при малых величинах кавитационного запаса // Научные труды Дон НТУ, вып.51, сер. Горно-электромеханическая, 2002, с.64-68.
10. Гоцуленко В.В. Математическое моделирование особенностей феномена Рийке при изменении мощности теплового потока // РАН, Математическое моделирование, 2004, т.16, №9, с.23-28.
11. Фейгенбаум М. Универсальность в поведении нелинейных систем // Успехи физических наук, 1983, т.11, вып.2. с.343-374.

Получено 30.03.2007 г.