

УДК 621.452.3.037.015.2

В.П. ГЕРАСИМЕНКО¹, Ю.А. АНИМОВ²

¹*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина*

²*Казенное предприятие "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Украина*

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КОМПРЕССОРА В УСЛОВИЯХ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ВОЗМУЩЕНИЙ ПОТОКА

Рассмотрены условия нарушения газодинамической устойчивости систем с компрессором при наличии периодических возмущений потока. Записаны основные уравнения, характеризующие поведение таких систем. Предложен алгоритм расчета объема ресивера для обеспечения устойчивой работы компрессора турбонаддува двигателя внутреннего сгорания.

газодинамическая устойчивость, компрессор, турбонаддув, двигатель внутреннего сгорания, периодические возмущения потока, ресивер, акустический импеданс

Обеспечение устойчивой работы авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), турбонаддувочных агрегатов двигателей внутреннего сгорания (ДВС), газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и других систем с осевым или центробежным компрессором – одна из сложных задач газовой динамики.

Несмотря на сравнительно большое количество публикаций по газодинамической неустойчивости компрессоров многие вопросы остаются нерешенными. К числу таких вопросов относятся: определение условий нарушения устойчивости ГТД при наличии значительных возмущений потока; изучение механизма нарушения устойчивости многоступенчатого осевого компрессора или систем ГПА с последовательно или параллельно-работающими нагнетателями; выявление роли акустического импеданса гидравлической сети при нарушении устойчивости компрессора; возникновение помпажа компрессора в ДВС с турбонаддувом при малом числе цилиндров и другие.

Определение условий нарушения устойчивости газовых систем с компрессором малыми возмущениями сводится к сравнительно несложным решениям, особенно при анализе фазового портрета системы [1]. Решение усложняется при наличии пульсаций потока во всасывающем или нагнетательном трубопроводе, которые могут усиливаться или ос-

лабляться компрессором [2]. Результирующие пульсации могут быть также смягчены изменением колебательной характеристики присоединенного к компрессору трубопровода. Известно, что помпажные колебания могут быть ослаблены или полностью устранены уменьшением объема присоединенного к компрессору трубопровода. В то же время присоединенные объемы часто используют как аккумуляторы массы газа при периодических изменениях расхода для демпфирования колебаний давления [3 – 5]. Важным остается определение присоединенного объема ресивера при колебаниях, например в ДВС.

Причинами колебаний в системах с компрессором могут быть: помпаж, пульсационное горение и акустические колебания в камерах сгорания ГТД, циклическая работа ДВС [4], последовательное или параллельное соединение газомотокомпрессоров и центробежных нагнетателей в газотранспортных системах, стоячие волны в трубопроводах и др. При изучении подобных явлений необходим учет как гидравлических, так и акустических свойств системы трубопроводов [2, 5]. Анализ условий нарушения газодинамической устойчивости позволяет выявить важные особенности при наличии периодических возмущений потока [2].

Целью данной статьи является изучение поведе-

ния систем с компрессором при нарушении устойчивости течения в условиях периодических возмущений.

Внешние пульсации потока, как источник возмущений, обычно приводят к преждевременному помпажу компрессора. Даже при отсутствии внешних источников пульсаций в системах трубопроводов часто наблюдаются низкочастотные колебания потока, способные привести к усталостному разрушению элементов проточной части компрессора и сильным вибрациям трубопроводов. Пульсации потока высокого уровня могут иметь частоты в диапазоне от менее одного до нескольких сотен герц. Причем эти частоты не связаны гармонически с частотой вращения ротора компрессора и соответствуют обычно одному из основных акустических резонансов систем трубопроводов, характерных для стоячей волны, которая может проходить параллельно компрессору или через него. В случае размещения компрессора в точке максимальной скорости (минимального давления) этой волны уровни пульсаций достигают максимальной величины вследствие акустического резонанса. Поэтому следует избегать таких ситуаций, особенно в системах трубопроводов с высокими значениями акустического импеданса [2]. Если же компрессор подсоединен к трубопроводу в точке минимальной скорости стоячей волны, то реактивный импеданс достигает максимального значения, что способствует демпфированию колебаний. Фазовый сдвиг между изменениями давлений и скоростей при резонансе несколько видоизменяет отмеченные эффекты.

Для газа, как среды, свойственны только продольные волны. Колебательную систему, состоящую из компрессора, трубопроводов, ресивера и дросселя, можно описать дифференциальным уравнением второго порядка с правой частью, характеризующей источник периодических возмущений

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\alpha \frac{dx}{dt} + \beta \cdot x = P_0 e^{i\Omega t}, \quad (1)$$

где x – продольная координата, определяющая массовый расход газа; t – время;

α и β – коэффициенты, характеризующие демпфирование и упругость (жесткость) системы, соответственно;

$i = \sqrt{-1}$; e – основание натурального логарифма;

P_0 и Ω – начальное значение возмущений силы и ее циклическая частота соответственно.

Решение этого уравнения для колебательной системы с продольными гармоническими колебаниями среды имеет вид:

$$x = A_0 e^{-\alpha t} \sin(\omega t + \varphi_0) + A_1 \sin(\Omega t - \varphi_1), \quad (2)$$

где A_0 и A_1 – начальные амплитуды колебаний и возмущающей силы, соответственно;

$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \alpha^2}$ – собственная циклическая частота диссипативной системы;

$\omega_0 = \sqrt{\beta}$ – частота свободных колебаний при отсутствии демпфирования;

φ_0 – начальная фаза колебаний;

$\varphi_1 = \arctg 2\Omega\alpha / (\omega_0^2 - \Omega^2)$ – сдвиг фаз между колебанием и возмущающей силой.

Соотношение между частотами ω и Ω определяет условия резонанса, а величина демпфирования α – уровень колебаний. Обычно принимают $\omega \approx \omega_0$. При $\Omega = \omega_0$ достигается резонанс системы и при отсутствии демпфирования ($\alpha = 0$) амплитуда колебаний устремляется в бесконечность. Наличие демпфирования позволяет уменьшить амплитуду колебаний и сгладить резонансы. При $\alpha \geq \omega_0 / \sqrt{2}$ резонансы полностью исчезают.

В реальных системах при $\Omega \gg \omega_0$ по истечении некоторого промежутка времени после начала вынужденных колебаний амплитуда колебаний системы определяется вторым слагаемым в правой части решения (2), т.е. параметрами периодической возмущающей силы. Наличие возможности управ-

лять величинами α , β и соотношением между частотами ω_0 и Ω позволяет уменьшить амплитуду колебаний системы. Увеличением коэффициента демпфирования α и уменьшением упругости среды β можно устранить или сгладить колебания. В частности, согласно теории малых возмущений при $\beta < 0$ наблюдается статическая неустойчивость, а при $\alpha < 0$ – динамическая [1].

Условием потери статической устойчивости при малых возмущениях является также равенство углов наклона характеристик компрессора и гидравлической сети, а динамической устойчивости – достижение максимума на напорной характеристике компрессора. При периодических возмущениях условия другие и зависят от динамической переходной характеристики системы [2], которая обуславливает усиление пульсаций при одних частотах и ослабление их при других. Важную роль в нарушении устойчивости играет не только гидравлическое (активное) сопротивление сети трубопроводов с дросселем, пропорциональное квадрату скорости потока, но и акустический импеданс – волновое (реактивное) сопротивление, пропорциональное скорости в первой степени. Причем, наклон прямой акустического импеданса зависит от частоты колебаний, а помпаж в компрессоре наблюдается при частоте, соответствующей наименьшему импедансу его сети.

Таким образом, при наличии пульсаций потока в системе "компрессор - сеть" устойчивость нарушается правее максимума на напорной характеристике компрессора из-за проявления реактивного сопротивления – граница помпажа смещается вправо. Однако характер пульсаций потока может стать определяющим в развитии колебаний. Для описания этих колебаний необходимы связи изменений параметров газа.

Параметры газа при возмущениях по волновому уравнению изменяются (без учета трения)

$$\square Y' = 0, \quad (3)$$

где $\square = \Delta - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2}$ – оператор Даламбера;

Δ – оператор Лапласа;

a – скорость звука;

$Y = c, \rho, p, \varphi$;

c – скорость потока;

ρ – плотность газа;

p – давление;

φ – потенциал скорости.

Штрих возле параметра обозначает возмущение – отклонение от среднего значения.

Интегрирование уравнения импульса по продольной координате дает

$$p' = -\rho \frac{\partial \varphi}{\partial t}.$$

Для адиабатического процесса ($p/\rho^k = \text{const}$) можно записать:

$$p' = \rho' a^2; \quad p' = \rho a c'; \quad \rho' = \rho c' / a,$$

где ρa – удельное волновое сопротивление – акустический импеданс имеет определяющее значение в условиях быстрого изменения параметров, в частности, при гашении колебаний.

Представленный анализ свидетельствует о возможности сглаживания или устранения колебаний в гидравлической системе с компрессором, обеспечивая тем самым увеличение диапазона его устойчивой работы. Один из способов реализации такой возможности исследован авторами применительно к трехцилиндровому двухтактному дизелю ЗТД 12/2×12 мощностью 441 кВт с прямоточной продувкой и приводным турбокомпрессором с максимальной степенью повышения давления $\pi_k = 4,0$. Периодичность открытия продувочных окон цилиндров дизеля равна 120° поворота коленчатого вала, а продолжительность их открытого состояния составляет 116° , т.е. в моменты времени, соответствующие 4° поворота коленчатого вала, расход воздуха через дизель равен нулю. При таких условиях компрессор должен работать неустойчиво.

Поэтому необходимо предусмотреть присоединенный ресивер для аккумуляции воздуха в указанные моменты времени. В исходной конструкции дизеля объем воздушного ресивера равен 6 дм³. Вследствие циклического отбора воздуха цилиндрами двигателя амплитуда колебаний давления в ресивере на режиме номинальной мощности, достигала 0,04 МПа. Для обеспечения устойчивой работы компрессора при столь интенсивных возмущениях потребовался запас устойчивости в испытаниях не менее 23%, что сопровождалось значительным снижением его КПД. Поэтому необходимо было рассчитать минимальный объем ресивера, обеспечивающий устойчивую работу компрессора при запасе устойчивости 8%, при котором он работает в области максимума КПД.

Согласно уравнению неразрывности

$$\frac{dp}{dt} + \rho \nabla c = 0, \quad (4)$$

и с учетом того, что $\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + c \nabla \rho = 0$ и $\nabla(\rho c) = \rho \nabla c + c \nabla \rho$, где ρ – плотность воздуха; c – вектор скорости; ∇ – оператор Гамильтона; t – время, зависимость изменения расхода воздуха в ресивере от его объема и изменения плотности в режиме аккумуляции (стока) можно определить

$$G_1 - G_2 = V_p \cdot \frac{d\rho_p}{dt}, \quad (5)$$

где G_1 и G_2 – расходы воздуха на входе и выходе из ресивера;

V_p – объем ресивера;

ρ_p – плотность воздуха в ресивере.

При политропном изменении параметров воздуха в ресивере

$$\Delta G_p = G_1 - G_2 = \frac{V_p}{n} \cdot \frac{\rho_p}{p_p} \cdot \frac{dp_p}{dt}, \quad (6)$$

где n – показатель политроны;

p_p – давление в ресивере.

Отсутствие подвода энергии к воздуху в ресивере

и незначительность гидравлических потерь ввиду малых скоростей течения в нем позволяет принять показатель политроны равным показателю адиабаты и записать уравнение (6) в виде

$$\Delta G_p = \frac{V_p}{k} \cdot \left(\frac{\rho}{p} \right)_p \cdot \frac{dp_p}{dt} = \frac{V_p}{a_p^2} \cdot \frac{dp_p}{dt}, \quad (7)$$

где k – показатель адиабаты; a_p – скорость звука в ресивере.

Из уравнений (5) – (7) видно, чем более сжимаемая среда или быстрое изменение во времени плотности воздуха или давления в ресивере, тем меньший требуется объем ресивера при одинаковой разности расходов воздуха на входе и выходе из него.

Расчеты выполнялись при частоте вращения коленчатого вала $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$ с использованием экспериментальных средних значений расхода воздуха через двигатель и давления перед и за компрессором, а также мгновенных значений давления в ресивере. Определялся минимально необходимый объем ресивера за компрессором, обеспечивающий его устойчивую работу в системе двигателя с запасом устойчивости 8%, при помощи выражения (7). При этом изменение давления в ресивере подсчитывалось как $dp_p/dt = dp_p/dG_p \cdot dG_p/dt$, где величина dp_p/dG_p находилась по характеристике компрессора, пересчитанной к виду $P_k = f(G_k)$ по параметрам воздуха за компрессором, рис. 1; dG_p/dt – скорость изменения расхода воздуха через ресивер.

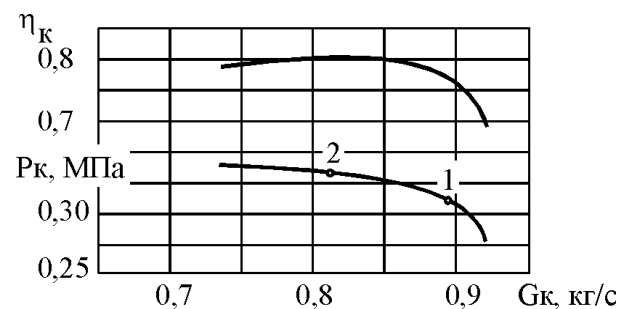


Рис. 1. Характеристики компрессора дизеля 3ТД: 1 – рабочая точка при $V_p = 6 \text{ дм}^3$; 2 – рабочая точка при $V_p = 35 \text{ дм}^3$

Ввиду того, что скорость изменения расхода воздуха через ресивер определяется разностью скоростей притока и оттока массы через входное и выходное отверстия, а скорость изменения давления, кроме того, – скоростью звуковой волны в ресивере, то предполагая, что на выходном отверстии эти скорости определяются в основном характером перекрытия продувочных окон, т.е. режимом работы двигателя, а поэтому остаются одинаковыми независимо от объема ресивера, как и скорость звука в нем, тогда используя уравнение (7) можно записать

$$V_{p2} = V_{p1} \cdot \frac{\Delta G_{p2}}{\Delta G_{p1}} \cdot \frac{(dp_k/dG_k)_1}{(dp_k/dG_k)_2}, \quad (8)$$

где индексом 1 обозначены параметры на режиме испытанного двигателя при 23% запасе устойчивости компрессора и объеме ресивера $V_{p1} = 6 \text{ дм}^3$, а индексом 2 – параметры для условий уменьшенного запаса устойчивости до 8%; $\Delta G_{p1} = 0,67 \text{ кг/с}$ и $\Delta G_{p2} = 0,78 \text{ кг/с}$ – значения расходов воздуха, которые должны аккумулироваться в ресивере согласно характеристике компрессора при полном закрытии продувочных окон двигателя в указанных двух случаях, и $(dp_k/dG_k)_1/(dp_k/dG_k)_2$ – отношение наклонов характеристики, равное примерно 5,0. Полученный по формуле (8) объем ресивера, обеспечивающий устойчивую работу компрессора в системе двигателя ЗТД 12/2×12 при запасе устойчивости 8%, составляет $V_{p2} = 35 \text{ дм}^3$.

Из формулы (8) видно, что чем больший наклон ниспадающей ветви напорной характеристики компрессора, тем меньший требуется объем ресивера для демпфирования пульсаций потока.

Таким образом, выполненное исследование условий нарушения газодинамической устойчивости компрессора при наличии периодических возмущений применительно к системе турбонаддува поршневого двигателя позволило установить связь объе-

ма ресивера и скорости звука в нем, крутизны ниспадающей ветви напорной характеристики компрессора в режимной точке и скорости изменения расхода воздуха, а также задаваемого запаса устойчивой работы компрессора. Устойчивость системы "компрессор - сеть" определяется как ее демпфирующими свойствами, так и упругими свойствами среды. При вынужденных периодических колебаниях устойчивость системы зависит также от соотношения собственных и вынужденных частот, определяющих возможность резонансов.

В дальнейших исследованиях целесообразно также изучить влияние конструктивных мероприятий на форму характеристики компрессора.

Литература

1. Герасименко В.П. К повышению устойчивости газовых систем с компрессором // *Авіац.-косм. техніка і технологія.* – Х.: ХАІ. – 2001. – Вип. 23. Двигуни та енергоустановки. – С. 45.
2. Sparks C.R. On the transient in tradition of centrifugal compressors and their piping systems // *Trans of the ASME. Journal of Engineering for power.* – Oct., 1983. – Vol. 105. – P. 851 – 901.
3. Streeter V. Unsteadly flow calculations by numerical methods // *ASME paper № WA/FE-13.* – 1971. – 9 p.
4. Гаврилов А.А. Процессы теплообмена в двухцилиндровом дизеле с турбонаддувом // *Тракторы и сельскохозяйственные машины.* – 2000. – № 2. – С. 24 – 27.
5. Колебания и вибрации в поршневых машинах / Ю.А. Видякин, Т.Ф. Кондратьева, Ф.П. Петрова, А.Г. Платонов. – Л.: Машиностроение, 1972. – 224 с.

Поступила в редакцию 28.05.2004

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков; д-р техн. наук, проф. И.И. Капцов, УкрНИИГаз, Харьков.