

ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ СИЛЬФОННОГО МИКРОКОМПРЕССОРА С ГИДРОПРИВОДОМ

Докторов О.Ю.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Тепловое состояние поршневых и мембранных компрессоров достаточно хорошо изучено. Анализ энергетического баланса и температур в компрессоре дает возможность определять теплосъем и температурный коэффициент подачи (коэффициент подогрева). Сильфонный компрессор, в котором сжатие осуществляется с показателем политропы, близким к единице (изотерма), будет иметь энергетический баланс, значительно отличающийся от упомянутых выше машин. Действительно, если в адиабатных компрессорах теплосъем осуществляется в теплообменнике вне рабочей полости, и охлаждение цилиндра обеспечивает только температурный режим конструкции, то в сильфонном компрессоре отводимое от рабочего тела тепло практически равно работе процесса, и его необходимо снять с внешней поверхности гидравлической камеры (Рис. 1).

Для этого необходимо, чтобы температура стенки $T_{ст}$ и соответственно температурные уровни жидкости $T_{ж}$, сильфона T_c и рабочего тела внутри сильфона T_r были выше внешней температуры T_n , а именно:

$$T_r > T_c > T_{ж} > T_{ст} > T_n .$$

При передаче тепла от газа в сильфоне наружу частные термические сопротивления будут разными, но по уровню их можно разделить на две группы, существенно отличные друг от друга. При теплоотдаче от газа к стенке сильфона вследствие большой поверхности последнего текущая температура рабочего тела будет соответствовать температуре сильфона $T_r \rightarrow T_c$. Это предполагается, с одной стороны, ранее принятым допущением изотермичности процесса, а с другой стороны, следует из экспериментов [1]. Так как коэффициент теплоотдачи в жидкости $\alpha_{ж}$ на два порядка выше, α_r или внешнего α_n , то допущение:

$$T_c = T_{ж} = T_{ст}$$

не привнесет в дальнейшие выкладки заметной погрешности.

При изотермическом сжатии ($n = 1$) тепло процесса, как отмечалось выше, будет максимальным и равным работе. Оценим этот случай. Для процесса сжатия 1 – 2 (Рис.2)

$$L_{1-2} = Q_{1-2} = (m_1 \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \varepsilon) / \tau_{1-2} ,$$

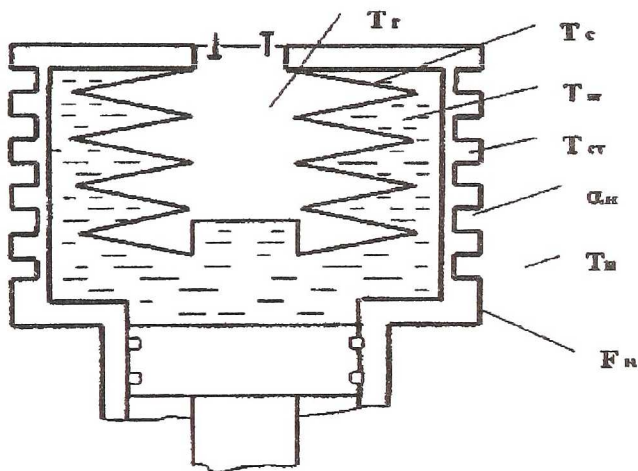


Рис.1. Ступень сифонного компрессора с гидроприводом

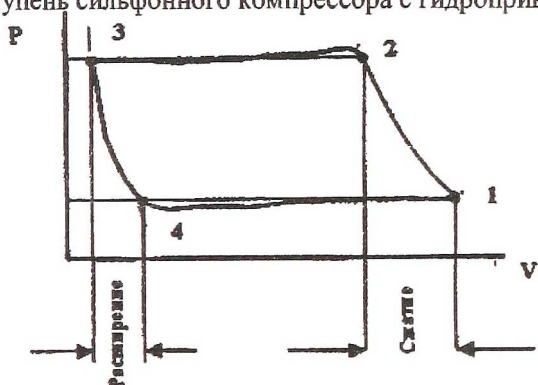


Рис.2. Основные процессы ступени компрессора

здесь: m_1 - масса газа в сифоне в начале сжатия; ϵ - степень повышения давления; τ_{1-2} - время процесса.

В процессе расширения тепло будет подводиться к газу, и суммарное количество тепла, снимаемое с сифона за цикл, определится разницей:

$$Q = Q_{1-2} - Q_{3-4} = (m_1 \cdot R \cdot T_1 \ln \epsilon) / \tau_{1-2} - (m_3 \cdot R \cdot T_3 \cdot \ln \epsilon) / \tau_{3-4},$$

здесь: m_3 - масса газа в мертвом объеме сифона; τ_{3-4} - время процесса; $T_1 \approx T_3$.

Примем одинаковым время процессов τ_{1-2} и τ_{3-4} . Тогда, так как температура газа в сильфоне постоянна и степень повышения давления соответствует степени расширения, то с учетом того, что масса газа в мертвом объеме m_3 составляет от m_1 величину порядка 5...10 %, пренебрежем вычитаемым членом и будем считать

$$Q = (m_r \cdot R \cdot T_r \cdot \ln \varepsilon) / \tau_{1-2}.$$

Введем понятие коэффициента времени процесса сжатия по отношению ко времени цикла $\tau_{ц}$, $k_\tau = \tau_{1-2} / \tau_{ц}$. Тогда для частоты оборотов привода f время процесса сжатия $\tau_{1-2} = k_\tau / f$ и с учетом уравнения состояния ($P \cdot V = m \cdot R \cdot T$) тепло процесса будет:

$$Q = (P_1 \cdot V_c \cdot f \cdot \ln \varepsilon) / k_\tau$$

Располагаемый наружный теплосъем определится как:

$$Q_n = \alpha_n \cdot F_n \cdot (T_{ст} - T_n).$$

Примем допущение равенства поверхности сильфона и внешней оребренной поверхности гидравлической камеры, $F_n = F_c$.

Тогда при установившемся тепловом балансе

$$Q = Q_n = \alpha_n \cdot F_c \cdot (T_c - T_n),$$

или $Q = (P_1 \cdot V_c \cdot f \cdot \ln \varepsilon) / k_\tau = \alpha_n \cdot F_c \cdot (T_c - T_n)$,
откуда:

$$T_c = T_n + (P_1 \cdot V_o \cdot \ln \varepsilon) / (k_\tau \cdot \alpha_n \cdot F_c),$$

здесь V_o - объемная производительность компрессора.

Таким образом, найденный температурный уровень изотермического сжатия определяется давлением на входе в ступень, объемной производительностью, степенью повышения давления, внешней теплоотдачей и наружной поверхностью теплосъема.

Для примера определим температурный уровень ступени компрессора для сильфона 70×40 мм с числом секций равным 50, соответствующей этому числу секций поверхностью сильфона $0,25 \text{ м}^2$ при степени повышения давления в диапазоне $\varepsilon = 3...6$, давлении на входе $P_1 = 0,3$ МПа, производительности $V_o = 1,5 \text{ м}^3 / \text{час}$, внешнем коэффициенте теплоотдачи $\alpha_n = 50 \text{ Вт} / \text{м}^2 \text{ К}$, $k_\tau = 0,4$.

В этом случае рабочая формула примет вид:

$$T_c = T_n + 10 \ln \varepsilon, \text{ или при } t_n = 20 \text{ С}, \\ t_c = 20 + 10 \cdot \ln \varepsilon.$$

В таблице приведены температурные уровни компрессора для указанного диапазона ε и двух значений частот.

Таблица 1 - Температурные уровни компрессора

ε	3	4	5	6
f Гц	1	1	1	1
t_c ° C	31	34	36	38
f Гц	2	2	2	2
t_c ° C	42	48	52	56

По значениям температуры рабочего тела в сильфоне и, соответственно, температуры самого сильфона можно определить температурный коэффициент подачи λ_T (коэффициент подогрева), который входит в общий коэффициент, определяющий совершенство компрессора,

$$\lambda_T = T_{вх} / T_c.$$

В зависимости от температуры газа на входе $T_{вх}$ в компрессор λ_T будет принимать различные значения. Если задаться $T_{вх} = 293$ К, то в указанном выше диапазоне изменения степени повышения давления и производительности от 1,5 до 3,0 м³ / час, $\lambda_T = 0,89 \dots 0,96$.

Сравнение полученных расчетных данных λ_T с экспериментальными значениями общего коэффициента подачи [1] показывает, что он соответствует реальным уровням принятых для испытанных ступеней величинам коэффициента подогрева. По сравнению с мембранным прототипом микрокомпрессора [2] коэффициент λ_T для сильфонных полостей на 5 – 10 % выше (при одинаковой производительности). Сравнение с поршневыми компрессорами политропного сжатия ($n = 1,2$) [3] показывает идентичность уровней λ_T .

Таким образом, можно заключить, что в сильфонном микрокомпрессоре значение температурного уровня, необходимого для сброса тепла с его внешней поверхности, не оказывает существенного влияния на коэффициент подогрева и общий коэффициент подачи. Для установленных частотного диапазона и производительности потребная температура компрессорного блока вполне удовлетворяет условиям эксплуатации на борту летательного аппарата.

Список литературы

1. Довгялло А.И., Докторов О.Ю. Сильфонный микрокомпрессор// Вестник СГАУ. Процессы горения, теплообмен и экологии тепловых двигателей. Вып.3; Самар. гос. аэрокосм. ун-т, Самара, 2000. – С.51-58
2. Грезин А.К., Зиновьев В.С. Микрокриогенная техника. – М.: Машиностроение, 1977. – 223 с.
3. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. – М.: Машиностроение, 1969. – 744 с.