

УДК 620.1

## АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНОЕ ВЛИЯНИЕ ПРИВОДА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ СТИРЛИНГА

© 2015 В.Н. Белозерцев, С.О. Некрасова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 23.11.2015

В статье приводятся данные о влиянии амплитуды и частоты вращения привода на характеристики газовой холодильной машины Стирлинга. Отмечается, что при заданном уровне холодопроизводительности и температур компрессорной полости на амплитуду перемещения поршня влияет только давление заправки рабочего тела. Частота вращения привода влияет на суммарные потери в регенераторе. При необходимости форсирования холодильной машины при данных массогабаритных характеристиках машины, а, следовательно, при фиксированной амплитуде перемещения поршня частоту вращения привода и давление заправки следует менять в строгом соответствии между собой. В статье приводится обобщённая графическая и аналитическая зависимость между этими параметрами. Показаны рабочие интервалы устойчивой работы ГХМ при различных внутренних параметрических величинах: относительной температуре, относительному объёму рабочих полостей, относительному мёртвому объёму.

*Ключевые слова:* холодильная машина, амплитуда, частота вращения привода, холодопроизводительность, регенератор, суммарные потери.

Газовые холодильные машины Стирлинга (ГХМ) являются эффективными устройствами для обеспечения термостатирования электронного оборудования с уровнем тепловыделения от долей до десятков Ватт на уровне температур до 80К [1, 2, 3]. Работа ГХМ на рабочем режиме подразумевает постоянство температур детандерной (ТХ) и компрессорной (ТГ) полости, энергетических характеристик: холодопроизводительности ( $Q_2$ ) теплоты, отводимой от компрессорной полости ( $Q_1$ ) и работы цикла ( $L_{ц}$ ).

При использовании ГХМ в составе бортовых систем охлаждения на первое место выступают массогабаритные требования. Поэтому актуальным является изучение вопроса о возможности сохранения уровня действительной холодопроизводительности машины при уменьшении размеров детандерной и компрессорной рабочих полостей. Общеизвестным методом достижения этой цели является увеличение давления заправки ГХМ. Это приводит к уменьшению максимального описанного объёма рабочих полостей [4, 5]. Уменьшение описанного объёма снижает и уровень амплитуд перемещения поршней этих тепловых машин. Форсирование таких машин в условиях переменных внешних тепловых потоков обеспечивается по давлению заправки и частоте вращения привода при сохранении амплитуды

перемещения поршня. Амплитуда перемещения исполнительного элемента привода при этом составляет значения десятков миллиметров для поршневых и несколько миллиметров для мембранных ГХМ. Поэтому целью данной работы является выявление зависимости энергетических характеристик ГХМ, потерь, возникающих в теплообменных аппаратах при работе от частоты вращения привода, давления заправки при постоянной амплитуде перемещения исполнительного элемента привода, а также оценки возможности амплитудно-частотного воздействия на массогабаритные и энергетические характеристики при переменных амплитудах и частотах привода ГХМ. Характер зависимости энергетических характеристик холодильной машины от давления заправки и частоты привода может быть оценено по методике Шмидта [2] следующими выражениями:

$$Q_2 = \frac{\pi \cdot P_{cp} \cdot V_{OX} \cdot \delta \cdot \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0,5}}, \quad (1)$$

$$Q_1 = Q_2 \cdot \tau, \quad (2)$$

$$L_{ц} = Q_1 - Q_2, \quad (3)$$

где  $Q_1$  – теплота отводимая от компрессорной полости,  $Q_2$  – холодопроизводительность,  $L_{ц}$  – работа цикла,  $P_{cp}$  – среднее давление в цикле,  $V_{OX}$  – максимальный описанный объём детандерной

полости,  $\tau = \frac{T_{Г}}{T_{Х}}$  – относительная температура,

Белозерцев Виктор Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей. E-mail: vick.belozertzew@yandex.ru  
Некрасова Светлана Олеговна, аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей.  
E-mail: yhoji@yandex.ru

$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2 \cdot \tau \cdot K \cdot \cos \alpha}}{\tau + K + 2 \cdot S} - \text{вспомогательный параметр, где}$$

тельный параметр, где

$$S = \frac{2 \cdot X \cdot \tau}{\tau + 1} - \text{приведённый мёртвый объём;}$$

$$X = \frac{V_p}{V_{ox}} - \text{относительный «мёртвый» объём}$$

$$K = \frac{V_{ог}}{V_{ox}} - \text{относительный описанный объём рабочих полостей.}$$

ём рабочих полостей.

С увеличением частоты вращения энергетические характеристики цикла остаются без изменения, однако растут тепловые потери. При форсировании машин Стирлинга по этим параметрам меняются режимы работы теплообменных аппаратов. Эти потери приводят к уменьшению действительной холодопроизводительности

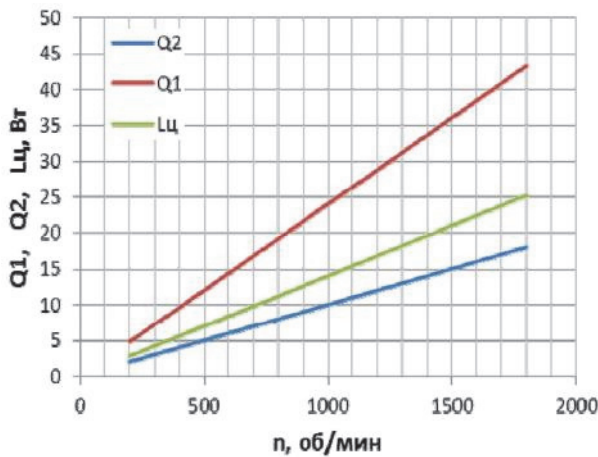


Рис. 1. Зависимость действительных характеристик ГХМ от частоты вращения привода

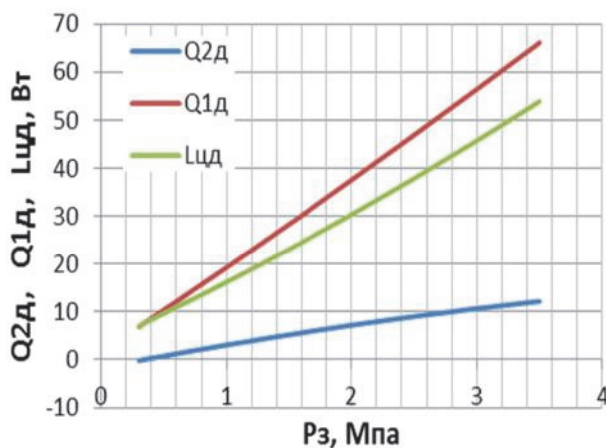


Рис. 2. Зависимость действительных характеристик ГХМ от давления заправки

холодильной машины. Изменение давления заправки и частоты вращения привода различно сказываются на темпе изменения энергетических характеристик. Найденные, с учётом полученных потерь [6, 7] значения действительных энергетических характеристик при постоянной амплитуде перемещения поршня, представлены на рис. 1-3. Величина действительных энергетических характеристик холодильной машины оценивались следующим образом:

$$|Q_{1д}| = |Q_1| + \frac{1}{2} \Delta Q_{\Sigma}, \quad (4)$$

$$|Q_{2д}| = Q_2 - \frac{1}{2} \Delta Q_{\Sigma}, \quad (5)$$

$$L_{цд} = Q_{1д} - Q_{2д}, \quad (6)$$

$$\varepsilon_{\circ} = \frac{Q_{2\circ}}{L_{ц\circ}}, \quad (7)$$

где

$$\Delta Q_{\Sigma} = \Delta Q_{H1} + Q_{\Delta P} + \Delta Q_{HP} - \text{суммарные потери в регенеративном теплообменнике}$$

тери в регенеративном теплообменнике

$\Delta Q_{H1} = 0,5 \cdot (1 - \eta_p) \cdot Q_p$ , - потери на недоокупаемость;

$$Q_{\Delta P} = \Delta P \cdot \frac{G}{\rho} - \text{потери на гидравлические}$$

сопротивления;

$\Delta Q_{HP} = A_H \cdot \lambda_{эф} \cdot F_p (T_{\Gamma} - T_X) \cdot 1/l_p$  - потери за счёт теплопроводности по корпусу и насадке регенератора.

Как видно, из зависимостей (4-7) потери снижают действительную холодопроизводительность и увеличивают тепловую мощность, отводимую от компрессорной полости и увеличивают действительную работу цикла [8, 9].

Представленные зависимости показывают, что для данной холодильной машины увеличение

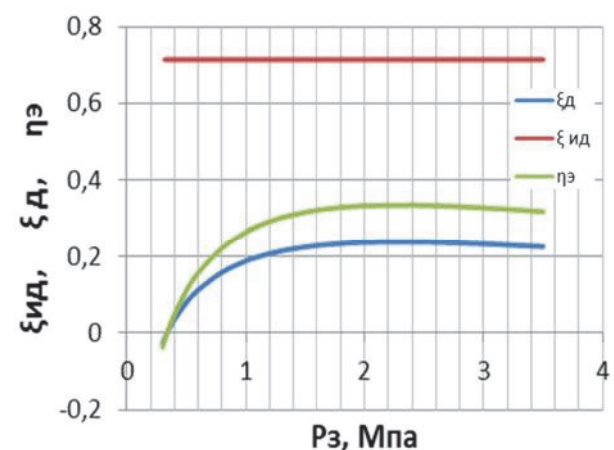


Рис. 3. Зависимость идеального, действительного холодильных коэффициентов машины и эксергетического к.п.д. от давления заправки

давления заправки не целесообразно выше  $20 \cdot 10^5$  Па. Кроме того, они позволяют установить связь между давлением заправки и частотой вращения привода  $P_3=f(n)$ , соответствующие максимальным значениям действительной холодопроизводительности [10]. Вид корреляционной кривой  $P_3=f(n)$  для ГХМ с базовыми проектировочными параметрами: холодопроизводительностью 10 Вт, температурами детандерной полости  $T_x=150K$ , компрессорной полости  $T_r=360K$ , давлением заправки  $P_3=3 \cdot 10^5$  Па, частотой вращения привода 1000 об/мин представлена на рис. 4.

Представленные рабочие характеристики справедливы для холодильной машины с переменными относительными параметрами:  $\tau$  – относительной температурой,  $S$  – приведённым мёртвым объёмом,  $X$  – относительным «мёртвым» объёмом,  $K$  – относительным описанным объёмом рабочих полостей.

Зависимость характеристик ГХМ при переменной относительной температуре  $\tau$  может характеризовать её поведение на переходных режимах, на этапе выхода холодильной машины на установившейся режим. Вариант с переменным относительным мёртвым объёмом  $X$  может касаться холодильных машин с переключающимся регенератором, а переменный относительный описанный объём, актуален для схем с дополнительно подключаемыми или отключаемыми компрессорными рабочими полостями. Значения величин менялись в интервалах:  $\tau=1,2-3,6$ ,  $X=0,2-2,5$ ,  $K=0,1-4$ . Выбранные значения величин взяты не случайно: меньшие значения  $\tau$ ,  $K$ , и большие  $X$  соответствуют условиям, когда действительная холодопроизводительность машины превращается в ноль. Из представленной зависимости на рисунке 4 видно, что область совпадения графиков находится в диапазоне значений давления заправки от 0,9 до 1,7 МПа и частоты вращения привода от 700 до 1100 об/мин. Это означает, что в данной области влияние  $\tau$ ,  $X$  и  $K$  на  $P_3$  и  $n$  ничтожно мало. Следовательно, данный диапазон является областью с устойчивыми энергетиче-

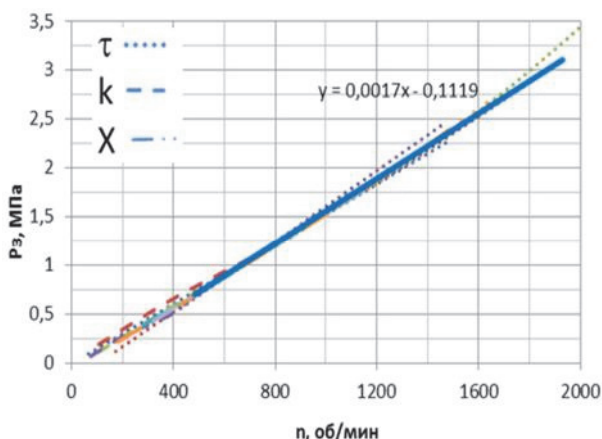


Рис. 4. Зависимость рабочих интервалов давлений заправки и частот вращения привода

скими характеристиками ГХМ. Он может быть рекомендован, как область предпочтительных рабочих режимов с точки зрения максимальной действительной холодопроизводительности. Представленные на рис. 3 характеристики позволили обобщить полученные результаты в виде аппроксимирующей зависимости:

$$p = 1700 \cdot n - 0.1119 \cdot 10^6. \quad (8)$$

Если представить максимальный описанный объём детандерной полости через площадь поршня и амплитуду перемещения привода, то выражение (1) примет вид;

$$Q_2 = F_n \cdot H_{max} \cdot P_{cp} \cdot \pi \cdot K \cdot \frac{\delta \cdot \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}}. \quad (9)$$

Из этого выражения видно, что холодопроизводительность может быть реализована в широком диапазоне варьирования давления заправки и амплитудой  $H_{max}$  привода ГХМ. При этом, чем больше давление заправки, тем меньше амплитуда перемещения элементов привода ГХМ. При проектировании ГХМ исходное значение холодопроизводительности и давления заправки при одинаковых прочих относительных параметрах будет определять геометрические размеры машины. Чем меньше базовое значение холодопроизводительности и выше давление заправки, тем меньше амплитуда перемещения поршня. При увеличении давления заправки от 2 до 15 атм. величина амплитуды перемещения уменьшается от 10 до 5 мм (рис. 5).

При этом проектируемые холодильные машины будут сохранять геометрическое подобие. Частота вращения привода будет соответствовать представленным выше соотношениям с давлением заправки. При базовых значениях холодопроизводительности в десять раз меньше величина амплитуды перемещения поршня будет составлять доли миллиметра. Это вполне объясняет низкий уровень холодопроизводительности термоакустических машин – малым значением рабочего тела, участвующим в цикле.

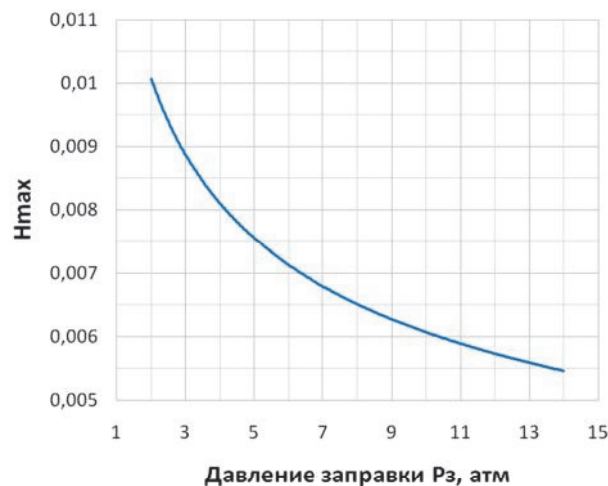


Рис. 5. Зависимость амплитуды перемещения поршня от давления заправки

## ВЫВОДЫ

Амплитуда перемещения поршня определяет только значения максимального описанного объёма рабочей полости, величина которого уменьшается с увеличением давления заправки. Кроме того, для форсирования холодильных машин Стирлинга с постоянной амплитудой перемещения поршня по давлению заправки и частоте вращения привода и достижения при этом минимальных потерь в регенераторе и максимальной холодопроизводительности должны одновременно меняться оба параметра давление заправки и частота вращения привода в соответствии с рабочей характеристикой  $p=1700 \cdot n - 0.1119 \cdot 10^6$ . Диапазон с устойчивыми характеристиками по давлению заправки и частоте вращения привода ГХМ при переменных относительных температурах  $\tau$ , относительном мёртвом объёме  $X$ , и относительном объёме рабочих полостей  $K$  соответствует диапазону значений давления заправки от 0,9 до 1,7 МПа.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Архаров А.М. Машины низкотемпературной техники. Криогенные машины и инструменты [Текст] /

- А.М. Архаров, И.А. Архаров, А.Н. Антонов и др. [под общей ред. А.М. Архарова и И.К. Буткевича]. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 582 с.
2. Бродянский В.М. Термодинамические основы криогенной техники [Текст] / В.М. Бродянский, А.М. Семёнов. М.: Энергия, 1980
3. Новотельнов, В.Н., Суслов, А.Д., Полтараус, В.Б. Криогенные машины [Текст] / В.Н. Новотельнов, А.Д. Суслов, В.Б. Полтараус – Санкт-Петербург: Политехника 1991. – 332 с.
4. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга [Текст] / Г. Уокер. М.: Энергия, 1978. – 145 с.
5. Грезин А.К., Зиновьев В.С. Микрокриогенная техника [Текст] / А.К. Грезин, В.С. Зиновьев. М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
6. Walker, G. Cryocooler. Part 1. Fundamentals. – NY London 1985. – 65 p.
7. Суслов А.Д. Криогенные газовые машины [Текст] / А.Д. Суслов, Гороховский Г.А., В.Б. Полтараус – М.: Машиностроение 1982. – 213 с.
8. Ридер Г. Двигатели Стирлинга [Текст] / Г. Ридер и Ч. Хупер. М.: Мир, 1986. 464 с.
9. Белозерцев В.Н. К вопросу форсирования тепловых машин Стирлинга // Вестник СГАУ. 2011. №3(27), Ч.3. С. 300-304
10. Белозерцев В.Н. Влияние на энергетические характеристики газовых холодильных машин внешних и внутренних параметрических величин // Вестник СГАУ им. С.П. Королёва. 2014, №5 (47), Ч3. С.90-93.

## AMPLITUDE-FREQUENCY INFLUENCE OF THE DRIVER ON STIRLING REFRIGERATOR PARAMETERS

© 2015 V.N. Belozertzev, S.O. Nekrasova

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov  
(National Research University)

The data on the effect of the amplitude and frequency of rotation of the drive on the characteristics of the gas Stirling refrigerator is presented. It is noted that for a given level of cooling capacity and the temperature of the compressor chamber on the amplitude of the piston movement only affects on the pressure of the working fluid filling. Speed drive affects on the total losses in the regenerator. To force the refrigerator at the given weight and size characteristics of the machine, and thus at a fixed amplitude of the movement of the piston drive speed and filling pressure should be changed in strict accordance with each other. The generalized graphical and analytical dependence between these parameters is presented. *Keywords:* refrigerator, amplitude, piston driver speed, cooling capacity, regenerator, total losses.

Viktor Belozertzev, Candidate of Technics, Associate Professor at the Thermal Engineering and Heat Engines Department. E-mail: vick.belozertzew@yandex.ru  
Svetlana Nekrasova, Graduate Student at the Thermal Engineering and Heat Engines Department.  
E-mail: yhoji@yandex.ru