

斯特林型脉管制冷机中的回热器温度不均匀性研究

孙大明, Marc Dietrich, Guenter Thummes, 邱利民

浙江大学制冷与低温研究所, 杭州 310027;

Institute of Applied Physics, University of Giessen, TransMIT-Centre for Adaptive Cryotechnology and Sensors, Giessen D-35392, Germany

E-mail: sundaming@zju.edu.cn

2008-09-22 收稿, 2008-11-19 接受

德国经济技术部(BMWi)(批准号: 03SX221A)和德国 DAAD 访问学者基金资助项目

摘要 回热器是脉管制冷机和热声热机中的最关键部件之一。当回热器由中小功率放大到大功率时, 其内垂直于声传播方向的热力和水力联系变弱。在这种情况下, 任何的非对称因素都可能在制冷机或发动机的回热器内引发严重的不稳定性问题, 从而降低制冷机或发动机的性能。对一台大功率二级热耦合 U 型斯特林脉管制冷机进行了实验研究, 通过对中间换热器和回热器周向温度分布进行测量, 发现了一种由级间预冷不对称性引起的回热器温度不均匀性。观察发现, 回热器周向的温度不均匀性源于第二级回热器的中间换热器, 之后, 这个温度不均匀性在回热器中以内部直流的形式自行放大, 最大径向温差可达 30~40 K。在对第一级冷头外加热负荷并逐步增大热负荷直至把第一级的预冷效应转变为加热效应的过程中, 回热器内的温度不均性逐渐变弱, 最后其方向发生逆转。本研究证明了在大功率回热式热机中保持换热器加热或冷却作用周向均一的重要性。

关键词

脉管

低温制冷机

大功率

回热器

在不远的未来, 高温超导体(HTS)将会获得大规模商业应用, 超导技术将被广泛应用到变送器、电动机、发电机、电缆、限流器和储能等领域。因而对同时具有高效性、高可靠性和低维护成本的大冷量低温制冷机的需求也日益增长^[1]。在不同形式的闭式循环低温制冷机中, 由无油润滑线性压缩机驱动的高频(40~60 Hz)大功率斯特林脉管制冷机可以满足上述所有要求, 从而成为一个理想的选择。

到目前为止, 小冷量二级斯特林脉管制冷机已经进入 13 K 温区^[2], 四级制冷机也已经达到 3 K^[3], 其技术手段日趋成熟。然而, 大功率斯特林型脉管制冷机并非小冷量制冷机的简单放大, 研究过程中出现了诸多仅属于大功率斯特林脉管制冷机的科学问题, 如: 流动的不均匀性、回热器和脉管内的温度不均匀性、制冷机与压缩机的阻抗匹配等, 其中, 流动不均匀性与温度不均匀性经常耦合在一起, 且制冷温度越低, 问题越突出^[4], 也正是这个原因, 尽管有研究者已经研制出在 80 K 温区能够提供 200~1000 W 制冷量的斯特林脉管制冷机^[5~7], 但在降低制冷温度

方面的研究却进展缓慢, 文献报道的最低制冷温度为 34.5 K^[2]。为了减小流动和温度不均匀性的影响, 文献报道的大冷量斯特林脉管制冷机均采用直线型结构, 这种结构不利于制冷机与热负载的耦合。

针对上述特点, 我们研制了一台大功率二级斯特林脉管制冷机, 这台制冷机采用 U 型结构以利于与热负载的耦合。显然, U 型结构在大功率斯特林脉管制冷机中会带来死体积过大和更严峻的流动分布问题。为此, 我们测试了多种冷端换热器结构, 包括狭缝式换热器和丝网型换热器, 最终确认后者对流动均布有好处, 缺点在于流动阻力大。目前, 该制冷机的无负荷最低制冷温度已经达到 29.6 K, 在 3.0 kW PV 功输入条件下, 在 50 K 能够提供约 50 W 的制冷量。从实验数据的分析来看, 如果能进一步消除回热器周向的温度不均匀性, 该制冷机的无负荷制冷温度还会有较大幅度的降低, 制冷量也会有所提升。回热器周向温度的不均匀性以及与之耦合的内部直流是限制这台制冷机性能进一步提高的主要障碍, 这也是目前大功率斯特林脉管制冷机遇到的共性问题^[7,8]。

为此我们对各种可能引发回热器温度不均匀性的因素进行了研究,发现了一种由热桥连接方式引起的换热器和回热器温度不均匀性.研究表明,尽管铜的导热性较好,但用其制作大功率制冷机的换热器时仍然会产生较大温差,从而引发回热器内的温度不均匀性和直流.本文报道的实验结果和相关结论对于其他形式大功率低温制冷机的换热器设计和级间耦合设计也具有一定的指导意义.

1 实验装置和测量系统

脉管制冷机系统由一个具有双对称活塞的线性压缩机(QDrive model 42SM-2S297W)和一个自行研制的二级脉管制冷机冷头组成.脉管制冷机冷头的主要尺寸,如脉冲管、回热器和声功传输管的长度和直径是基于软件 Sage 设计的.由于第二级回热器的截面积较大,为深入了解第二级制冷机内部的流动状况和避免湍流和射流效应,采用 CFD 软件 Fluent6.2 对流场进行了数值分析并辅助冷端换热器的设计.

如图 1 所示,该脉管制冷机系统采用了级间热耦合结构,两级脉管制冷机从同一声传输管获得声功,

两级脉管制冷机都采用 U 型结构.压缩机的名义输入电功率为 10 kW.每一级脉管制冷机都包括室温端换热器、回热器、冷端换热器、脉冲管、热端换热器和调相机构.调相机构均由惯性管和气库构成.此外,为对第二级制冷机中沿回热器和脉冲管轴向的温度分布进行调节,采用两个反向-并行安装的小孔阀作双向进气.室温端换热器和热端换热器均采用循环水冷却.为了把压缩机的声功尽可能地集中到第二级制冷机,不同于常规设计,第一级脉管制冷机的几何尺寸比第二级小得多.第一级回热器的直径和长度分别为 29 和 52 mm,第二级回热器的直径和总长度分别为 77 和 79 mm(长径比略大于 1:1).第一级回热器填充 325 目不锈钢丝网,第二级回热器的上半部分填充 325 目不锈钢丝网和黄铜丝网(数量比为 5:1),第二级回热器的下半部分填充 400 目不锈钢丝网和 325 目黄铜丝网(数量比为 5:1).冷端换热器内填充 80 目紫铜丝网,总高度约为 20 mm.中间换热器如图 2 所示,其壁面整体采用无氧铜制作,高度为 15 mm,左侧伸出约 20 mm 与热桥连接.热桥为一 Z 字形紫铜板,厚度和宽度分别为 8.25 mm 和 58 mm.

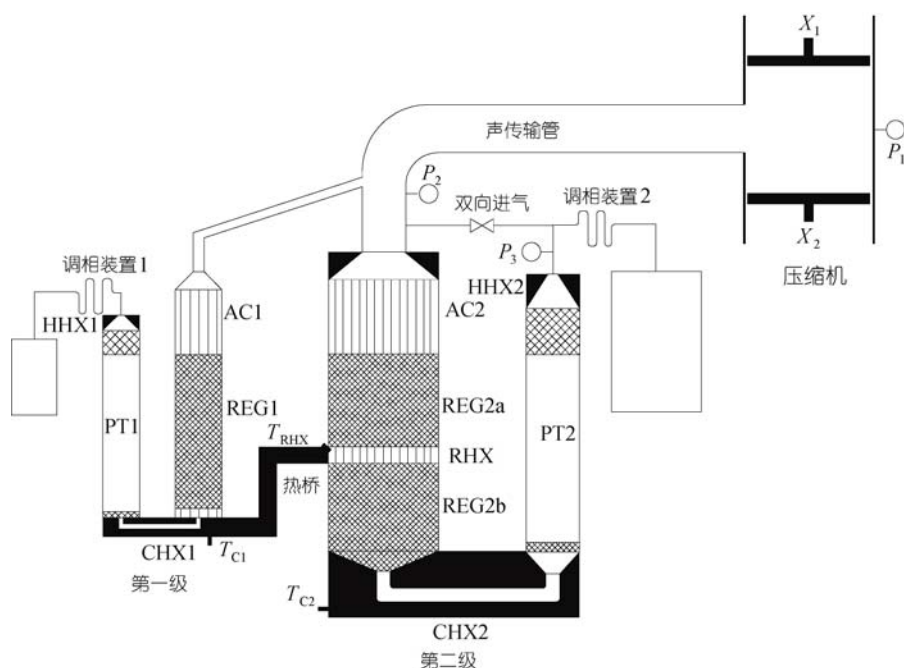


图 1 线性压缩机驱动的二级 U 型斯特林脉管制冷机结构示意图

AC1, AC2:第一级和第二级室温端换热器; REG1: 第一级回热器; REG2a, REG2b: 第二级回热器的两部分; RHX: 第二级回热器的中间换热器; CHX1, CHX2: 第一级和第二级冷端换热器; HHX1, HHX2: 第一级和第二级脉管热端换热器; PT1, PT2: 第一级和第二级脉冲管; P_1, P_2, P_3 : 压力传感器; T_{C1}, T_{C2} : 位于第一级和第二级冷头的温度传感器

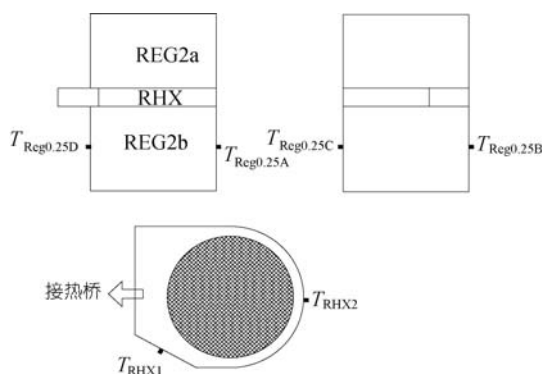


图2 第二级回热器和中间换热器结构示意图

T_{RHX1} , T_{RHX2} , $T_{Reg0.25A}$, $T_{Reg0.25B}$, $T_{Reg0.25C}$, $T_{Reg0.25D}$: 位于中间换热器和二级回热器中下部的 Pt-100 型温度传感器

为对输出 pV 功进行测量, 该线性压缩机装备了两个位移传感器(X_1 和 X_2)和一个压力传感器。另外两个压力传感器分别安装在回热器的入口和二级制冷机惯性管的入口。二级制冷机的制冷温度 T_{C2} 由一个标定过的 Cernox 电阻式温度传感器测量。一级制冷机的冷头温度 T_{C1} 由 Pt-100 型电阻式温度传感器测量。为对二级回热器内的直流进行考察, 如图 2 所示在二级回热器的中下部, 即 REG2b 的中间(轴线中点)截面周向均匀布置了 4 个 Pt-100 型温度传感器, 图中标注为 $T_{Reg0.25A}$ 、 $T_{Reg0.25B}$ 、 $T_{Reg0.25C}$ 和 $T_{Reg0.25D}$ 。同时在中间换热器的近热桥端(近预冷级冷头)和远热桥端各布置了一个 Pt-100 型温度传感器, 分别为 T_{RHX1} 和 T_{RHX2} 。

2 实验结果

图 3 给出了各个测点温度随第一级冷头外加热负荷变化的情况, 包括两级冷头温度、中间换热器温度和回热器中下部周向温度。如图所示, 在此工况下二级冷头的无负荷最低制冷温度为 33 K, 如果打开双向进气阀, 将会降到 30 K 以下。但是, 打开双向进气阀后, 系统内会形成一个沿整个制冷机环路的大范围直流, 对温度分布有显著影响。因此, 为避免其干扰, 在本文所述实验中均保持双向进气阀关闭。当第一级冷头无外加热负荷时, 第一级冷头温度低于中间换热器近热桥端温度, 这符合温差传热和热传导的温度分布规律, 说明第一级冷头对二级制冷机有预冷作用。出乎意料的是, 中间换热器上也存在显著径向温差, T_{RHX1} 比 T_{RHX2} 低了约 13 K。这表明, 尽管中间换热器的无氧铜壁厚约为 6 mm, 内部填充有小目数紫铜丝网, 且交变流动的氦气在这里会混

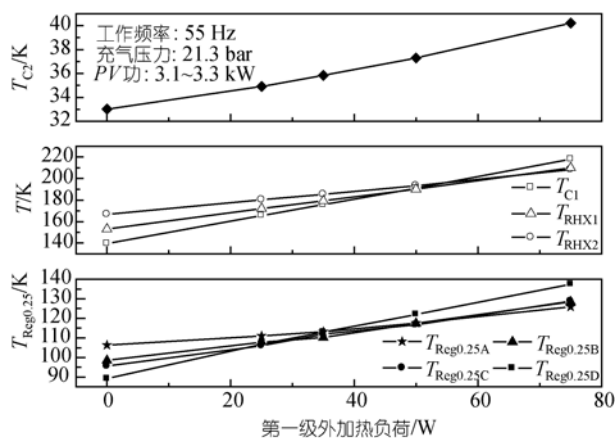


图3 各测点温度随第一级冷头外加热负荷的变化

合(质传递)同时实现对流换热, 但在当前热桥单向接入的条件下, 中间换热器的径向传热能力已不能满足要求。通过给第一级冷头施加热负荷逐渐提高其对第二级的预冷温度, 可以看到, 在热负荷小于 45 W 时, 第一级冷头温度低于中间换热器近热桥端温度, 第一级冷头保持为预冷效应。随着外加热负荷继续增大, T_{C1} 逐渐高于中间换热器的温度, 沿热桥的温度梯度方向随之发生逆转, 第一级冷头的预冷效应变为加热效应。

二级回热器中下部也出现了与中间换热器的径向温差相对应的温度不均匀性。温度点 $T_{Reg0.25D}$ 由于处在近热桥方位, 因而在第一级冷头无外加热负荷时温度最低, 处在正对方向的温度点 $T_{Reg0.25A}$ 此时温度最高, 其温度差为 17 K, 高于中间换热器的径向最大温差(13 K), 这说明中间换热器处的温度不均匀性在回热器内得到放大。当制冷温度更低或输入 pV 功升高时, 通过回热器的质量流增大, 温度不均匀性的放大效应更明显, 回热器中下部的径向最大温差甚至可达 30~40 K, 而中间换热器的温差通常在 10~15 K。当第一级冷头的外加热负荷逐渐增大并超过 40 W 时, $T_{Reg0.25A}$ 和 $T_{Reg0.25D}$ 的相对大小发生了逆转, 最终 $T_{Reg0.25D}$ 点的温度显著高于 $T_{Reg0.25A}$ 。至于图中显示的回热器中下部温度相对大小的逆转早于中间换热器, 即逆转时的第一级冷头外加热负荷比中间换热器逆转时低了约 9 W, 是因为回热器内本来就存在一个直流或射流引起的温度不均匀性, 其影响是使 $T_{Reg0.25D}$ 点温度高于 $T_{Reg0.25A}$, 这一点在稍后会通过二级制冷机独立运行时的测量结果加以证实。由于温度测点 $T_{Reg0.25B}$ 和 $T_{Reg0.25C}$ 点的位置相对于热

桥接入方向基本对称,所以在实验中没有观察到明显的温度差值。

图4是同一工况下回热器中下部周向温度随预冷级冷头外加加热负荷的变化情况,由于是在等温线图上呈现,因而可以更加清楚地看到回热器周向温度的相对变化情况。值得指出的是,由于 $T_{\text{Reg0.25B}}$ 和 $T_{\text{Reg0.25C}}$ 之间的温差一直较小,因而温度点连线构成的封闭区域形状一直保持上下对称,而左右两部分的相对大小随第一级冷头外加加热负荷的增大发生了一个逆转。在外加热负荷为 35 W 时,温度点连线构成的封闭区域形状在上下和左右两个方向上基本对称。

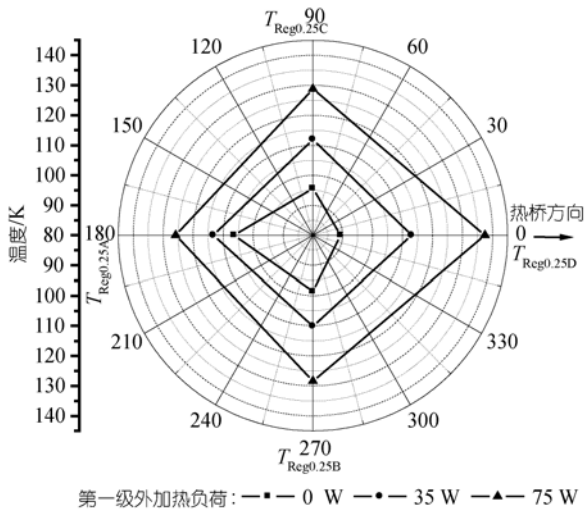


图4 回热器中下部温度分布随预冷级冷头热负荷的变化

为了更清楚地揭示热桥接入方向性所引起温度不均匀性的发展过程,如图5所示,在同一工况下对制冷机降温过程中的温度变化进行了动态测量。局部放大图显示,压缩机启动后,第一级冷头温度首先开始下降,随后 T_{RHX1} 和 T_{RHX2} 先后开始降温,三者之间的温差在整个制冷机降温过程中逐渐扩大并最终达到平衡状态, T_{RHX1} 和 T_{RHX2} 之间的最大温差达 13 K。随后,在第一级冷头施加一个热负荷,并逐渐增大这个外加加热负荷,可以清楚地看到,当热负荷大于 50 W 后,第一级冷头对中间换热器的作用从冷却变为加热, T_{C1} , T_{RHX1} 和 T_{RHX2} 之间的温度相对大小发生了逆转,即沿热桥和中间换热器径向的温度梯度方向发生了逆转。

为对上述实验结果和分析进行对比和验证,仅拆除热桥,对两级脉管制冷机进行了独立测试,回热

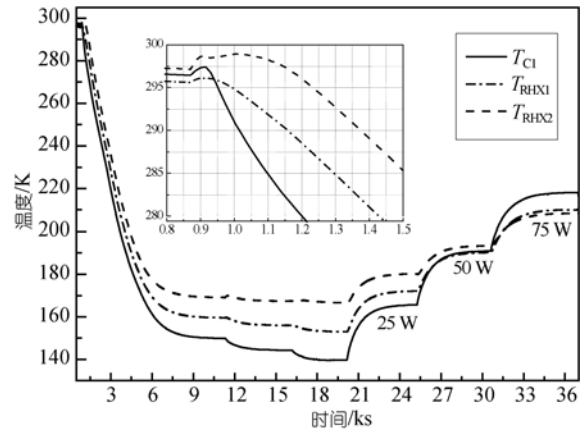


图5 第一级冷头和中间换热器的动态温度变化

器的入口仍然保持原状态。图6给出了两级制冷机独立运行时中间换热器和二级回热器中下部的温度变化情况。如图所示,由于去掉了第一级冷头的热影响,中间换热器径向没有表现出显著的温度差(或梯度), T_{RHX1} 和 T_{RHX2} 之间的最大温差小于 2 K。随 pV 功的增大, T_{RHX1} 逐渐略高于 T_{RHX2} ,但二者之间的温度差一直很小。这个温度差的变化与二级回热器中下部温度不均匀性的变化有关。图中可见,二级回热器的中下部仍然存在一个明显的径向温差,而且这个温度的相对大小与有热桥连接且第一级为预冷效果时相反,即 $T_{\text{Reg0.25D}}$ 点温度高于 $T_{\text{Reg0.25A}}$,这与图3所反映的回热器中下部温度相对大小转变点超前于中间换热器的分析相吻合。我们认为,这个温度差是由回热器内的局部直流引起的,起因于冷端换热器丝网与壁面间的射流效应,限于加工条件的限制,目前尚不能实现紫铜丝网与换热器壁面之间的均一和紧密接触。值得注意的是,这个温差的大小与输入 pV 功密切相关,随 pV 功的增大而增大。

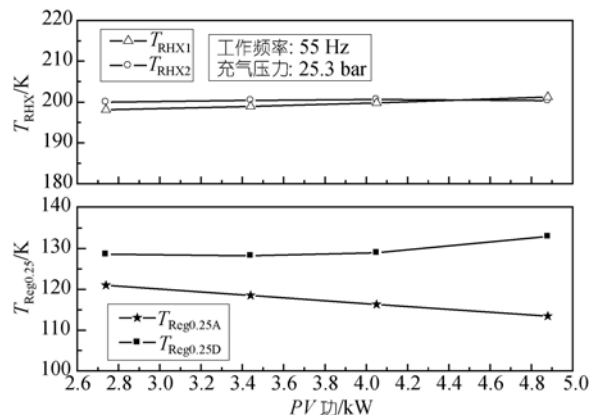


图6 独立运行时中间换热器和二级回热器的温度分布

上面的实验结果证明热桥接入的方向性可以在中间换热器内引起径向温度差, 进而影响回热器内的温度分布. 为减小其不利影响, 一个显而易见的方法是增强中间换热器的径向换热强度. 为此, 我们在中间换热器中尝试了不同的填充丝网, 表 1 给出了主要实验结果. 中间换热器的高度约为 15 mm, 填入紫铜丝网后的剩余高度由 400 目不锈钢丝网和 325 目黄铜丝网填充. 表中数据显示, 通过增加中间换热器内紫铜丝网的厚度和增大紫铜丝网的丝径都没有得到显著减小的中间换热器径向温差. 第三种中间换热器填料由于采用 4 片大丝径的紫铜丝网, 径向传热能力最强, 得到的中间换热器径向温差最小, 比用其他三种填料时的温差减小了不到 0.5 K. 此时回热器中下部的温差也较小, 但高于第一种填料时的回热器中下部温差. 总体来看, 这种改进的效果不明显, 原因可能是丝网型换热器由于存在较大的接触热阻, 相对于中间换热器的 6 mm 厚无氧铜壁面来说, 丝网型中间换热器的径向传热效率太低, 大部分的径向传热由壁面完成, 因而即使增加紫铜丝网的高度或更换为大丝径的紫铜丝网都起不到明显作用. 此外, 中间换热器径向温差和回热器中下部周向温差变化的不一致性, 可能由回热器丝网在中间换热器内的填充量变化引起. 因此, 要减小甚至完全消除中间换热器的温度不均匀性, 需要彻底改变中间换热器的

填料类型, 如采用径向导热性更好的狭缝式换热器, 但这类换热器常带来流动的不均匀分布问题, 并非理想选择. 所以, 要从根本上完全消除中间换热器和回热器内由热桥接入方向引起的周向温度不均匀性, 有必要采用辐射型热桥, 使预冷级的预冷冷量从周向均匀地传入中间换热器.

3 结论

本文对一台大冷量二级热耦合 U 型斯特林脉管制冷机进行了实验研究. 通过改进冷端换热器的结构抑制射流效应, 在双向进气不开启时, 该制冷机能够达到 33 K 的无负荷制冷温度. 之后通过优化双向进气阀开度, 可达到 29.6 K 的无负荷最低制冷温度. 通过对中间换热器和回热器的周向温度进行测量, 发现了一种由热桥接入方向引起的换热器和回热器径向温度不均匀性. 这种加热或冷却的不均匀性, 不仅仅存在于级间热桥耦合处, 当用制冷机的冷头液化低温流体或用循环水对制冷机的室温端换热器冷却时, 都会产生.

由于本文所述及的脉管制冷机在中间换热器中采用丝网型填料, 因为丝网填料与换热器壁面存在较大的接触热阻, 到目前为止, 通过更换或增减部分中间换热器的紫铜丝网并没有得到显著减小的回热器温度不均匀性, 相关研究还在进行中.

表 1 不同中间换热器填料下的中间换热器和回热器径向温差^{a)}

	填料 1	填料 2	填料 3	填料 4
紫铜丝网填料数量(片)	4 × 80-目 + 1 × 11-目	24 × 80-目 + 1 × 11-目	8 × 80-目 + 4 × 11-目	8 × 80-目 + 2 × 11-目
中间换热器径向温差/K	12.02	11.59	11.54	11.65
回热器中下部周向温差/K	7.25	13.43	8.12	9.8

a) 中间换热器径向温差定义为: $T_{\text{RHX2}} - T_{\text{RHX1}}$; 回热器中下部周向温差定义为: $T_{\text{Reg0.25A}} - T_{\text{Reg0.25D}}$; 工况: 工作压力为 21.2 bar, 工作频率为 55 Hz, 输入 PV 功约为 2.8 kW; 80 目紫铜丝网的丝径为 0.14 mm, 11 目紫铜丝网的丝径为 1 mm

参考文献

- Gromoll B. Technical and economical demands on 25 K—77 K refrigerators for future HTS-series products in power engineering. *Adv Cryog Eng*, 2004, 49: 1797—1804
- Yang L W. Investigation on a thermal-coupled two-stage Stirling-type pulse tube cryocooler. *Cryogenics*, 2008, 48: 492—496[[doi](#)]
- Nast T, Olson J, Champagne P, et al. Development of a 4.5 K pulse tube cryocooler for superconducting electronics. *Adv Cryog Eng*, 2007, 53: 881—886
- So J H, Swift G W, Backhaus S. An internal streaming instability in regenerators. *J Acoust Soc Am*, 2006, 120(4): 1898—1909[[doi](#)]
- Zia J H. A commercial pulse tube cryocooler with 200 W refrigeration at 80 K. *Cryocoolers*, 2005, 13: 165—171
- Potratz S A, Abbott T D, Johnson M C, et al. Stirling-type pulse tube cryocooler with 1 kW of refrigeration at 77 K. *Adv Cryog Eng*, 2007, 53: 42—48
- Dietrich M, Yang L W, Thummes G. High-power Stirling-type pulse tube cryocooler: Observation and reduction of regenerator temperature-inhomogeneities. *Cryogenics*, 2007, 47: 306—314[[doi](#)]
- Ercolani E, Poncet J M, Charles I, et al. Design and prototyping of a large capacity high frequency pulse tube. *Cryogenics*, 2008, 48: 439—447[[doi](#)]