



# 中华人民共和国国家标准

GB/T 17213.16—2005/IEC 60534-8-4:1994

---

## 工业过程控制阀 第 8-4 部分：噪声的 考虑 液动流流经控制阀产生的噪声 预测方法

Industrial-process control valves—Part 8-4: Noise considerations—Prediction of  
noise generated by hydrodynamic flow

(IEC 60534-8-4:1994, IDT)

2005-09-09 发布

2006-04-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局  
中国国家标准化管理委员会 发布

## 目 次

前言 .....	III
1 范围 .....	1
2 规范性引用文件 .....	1
3 定义 .....	1
4 符号 .....	1
5 计算基础 .....	2
6 内部声功率级 $L_{wi}$ 的计算 .....	3
7 空间传播噪声辐射 .....	4
8 应用范围 .....	5
参考文献 .....	7

## 前 言

GB/T 17213《工业过程控制阀》分为如下部分：

- 控制阀术语和总则(eqv IEC 60534-1:1987)
- 流通能力 安装条件下流体流量的计算公式(IEC 60534-2-1:1998, IDT)
- 流通能力 试验程序(IEC 60534-2-3:1997, IDT)
- 流通能力 固有流量特性和可调比(IEC 60534-2-4:1989, IDT)
- 尺寸 两通球形直通控制阀法兰端面距和两通球形角形控制阀法兰中心至法兰端面的间距(IEC 60534-3-1:2000, IDT)
- 尺寸 角行程控制阀(蝶阀除外)的端面距(IEC 60534-3-2:2001, IDT)
- 尺寸 对焊式两通球形直通控制阀的端距(IEC 60534-3-3:1998, IDT)
- 检验和例行试验(IEC 60534-4:1999, IDT)
- 标志(eqv IEC 60534-5:1982)
- 定位器与控制阀执行机构连接的安装细节 定位器在直行程执行机构上的安装(IEC 60534-6-1:1997, IDT)
- 定位器与控制阀执行机构连接的安装细节 定位器在角行程执行机构上的安装(IEC 60534-6-2:2000, IDT)
- 控制阀数据单(eqv IEC 60534-7:1989)
- 噪声的考虑 实验室内测量空气动力流流经控制阀产生的噪声(eqv IEC 60534-8-1:1986)
- 噪声的考虑 实验室内测量液动流流经控制阀产生的噪声(IEC 60534-8-2:1991, IDT)
- 噪声的考虑 空气动力流流经控制阀产生的噪声预测方法(IEC 60534-8-3:2000, IDT)
- 噪声的考虑 液动流流经控制阀产生的噪声预测方法(IEC 60534-8-4:1994, IDT)

本部分为 GB/T 17213 的第 16 部分。

本部分等同采用 IEC 60534-8-4:1994《工业过程控制阀 第 8-4 部分:噪声的考虑 液动流流经控制阀产生的噪声预测方法》(英文版)。

本部分等同翻译 IEC 60534-8-4:1994。

为便于使用,本部分作了下列编辑性修改:

- a) “IEC 60534-8 的本节”一词改为“GB/T 17213 的本部分”;
- b) 用小数点“.”代替作为小数点的逗号“,”;
- c) 删除国际标准的前言;
- d) 用“GB/T 17213.2(IEC 60534-2-1:1998, IDT)”代替已作废的“IEC 60534-2:1978”;
- e) 用符号“ $L_{w,c}$ ”代替 7.1 中外部声功率级的“ $L_{w,s}$ ”;
- f) 增加了附录 A 中“参考文献”的序号。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国工业过程测量和控制标准化技术委员会第一分技术委员会归口。

本部分由上海自动化仪表股份有限公司自动化仪表七厂负责起草。参加起草单位:上海工业自动化仪表研究所西派埃仪表成套有限公司、天津市自动化仪表四厂、机械工业仪器仪表综合技术经济研究所、重庆川仪十一厂有限公司、吴忠仪表股份有限公司。

本标准主要起草人:范萍、陈蒙南、李元涛、王群增、郑秋萍、冯晓升、王凌霄、王燕、高强。

## 工业过程控制阀 第 8-4 部分:噪声的 考虑 液动流流经控制阀产生的噪声 预测方法

### 1 范围

GB/T 17213 的本部分可使工业过程装置的设计人员和操作人员能够确定特定场所中由于液体动力流流经控制阀产生的噪声。利用确定控制阀具体特性的系数以及统一的计算方法,就能够预测辐射到管道内的声功率以及由控制阀和管道系统辐射出在空气中传播的噪声。

目前,控制阀的用户普遍要求了解管道外的声压级,特别是控制阀下游 1m 处以及距管壁 1m 处的声压级,为此,本部分提供了一种确定此声压级数值的方法。

本部分还提供了管道内部声功率级的计算方法。

### 2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/T 17213 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本部分,然而,鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本部分。

GB/T 17213.1—1998 工业过程控制阀 第 1 部分:控制阀术语和总则(eqv IEC 60534-1:1987)

GB/T 17213.2—2005 工业过程控制阀 第 2-1 部分:流通能力 安装条件下流体流量的计算公式(IEC 60534-2-1:1998,IDT)

GB/T 17213.9—2005 工业过程控制阀 第 2-3 部分:流通能力 试验程序(IEC 60534-2-3:1997,IDT)

GB/T 17213.14—2005 工业过程控制阀 第 8-2 部分:噪声的考虑 实验室内测量液动流流经控制阀产生的噪声(IEC 60534-8-2:1991,IDT)

### 3 定义

GB/T 17213 的本部分所指的阀即为 GB/T 17213.1 所定义的控制阀。GB/T 17213 其他各部分确定的术语和定义适用于 GB/T 17213 的本部分。

### 4 符号

符号	说 明	单 位
$A_v$	流量系数(见注 1)	$m^2$
$c_f$	流体中声速	$m/s$
$c_p$	管壁上纵向波的声速	$m/s$
$C_v$	流量系数(见注 1)	$l/(\min Pa^{1/2})$ $(US\ gallon/(\min(psi)^{1/2}))$
$d_i$	下游管道的内径	$m$
$d_o$	下游管道的外径	$m$
$f$	频率	$Hz$

表(续)

符号	说 明	单 位
$f_m$	倍频程中心频率(见表 1)	Hz
$F_i$	环形频率	Hz
$F_F$	液体临界压力比系数	无量纲
$F_h$	液体压力恢复系数	无量纲
$K_v$	流量系数(见注 1)	$m^3/h$
$l_0$	管道参比长度=1	m
$l_p$	管道长度	m
$L_{pAe}$	管道外的 A 加权声压级	dB(A)(参见 $p_0$ )
$L_{WAe}$	$n$ 阶倍频带的 A 加权声功率级	dB(A)(参见 $W_0$ )
$L_{we}$	外部声功率级(未加权)	dB(参见 $W_0$ )
$L_{WAe}$	管道外的 A 加权声功率级	dB(A)(参见 $W_0$ )
$L_{wi}$	内部声功率级(未加权)	dB(参见 $W_0$ )
$\Delta L_F$	阀特定修正值	dB
$\dot{m}$	质量流量	kg/s
$p_0$	参比声压= $2 \times 10^5$	Pa
$p_0$	入口温度下流体的绝对蒸汽压力	Pa
$p_1$	阀入口的绝对压力	Pa
$p_2$	阀出口的绝对压力	Pa
$\Delta p$	上、下游之间的压差( $p_1 - p_2$ )	Pa
$T_1$	入口绝对温度	K
$T_L$	传播损失(未加权)	dB
$t$	管壁厚度	m
$U_2$	阀出口的流体速度	m/s
$W_n$	阀内流体功率损失	W
$W_0$	参比声功率= $10^{-12}$	W
$x$	压差与入口绝对压力之比( $\Delta p/p_1$ )	无量纲
$x_F$	压差比、( $\Delta p/p_1 - p_v$ )	无量纲
$x_{FZ}$	特性压力比	无量纲
$x_{v,0}$	$\Phi$ 时的特性压力比	无量纲
$\Phi$	相对流量系数	无量纲
$\eta_p$	液体声效系数( $\Phi=0.75$ 时)	无量纲
$\rho$	$p_1$ 和 $T_1$ 下流体的密度(比质量)	$kg/m^3$
$\rho_p$	管材的密度(比质量)	$kg/m^3$

注 1: 流量系数  $A_v$ 、 $K_v$  和  $C_v$  及其单位的说明见 GB/T 17213.1。

注 2:  $10^5 \text{ Pa}=10^2 \text{ kPa}=1 \text{ bar}$ 。

## 5 计算基础

计算出值为 500 Hz~8 000 Hz 倍频带频率范围内的声功率级或从声功率级中推导出的声压级。在上述倍频带中,频率对控制阀噪声的影响相当明确,而频率高于或低于此范围,其影响对于防止噪声辐射而言并不显著。这是由于 A 加权、低频率时管道辐射降低,以及高频率时吸收增加所造成的。

对阀和管道进行广泛测量的结果表明,只要了解了所有重要的极限量,就能相当精确地计算阀的预计声辐射。但要求根据 GB/T 17213.14 来确定噪声的特性值。

## 6 内部声功率级 $L_{wi}$ 的计算

图 1 以压差比  $x_F = \Delta p / (p_1 - p_v)$  的函数显示了节流液体的典型声级曲线。

在层流范围内(例如:在大粘度、小压差或流量系数值相当小的情况下)并不产生相关的声级。只有当“缩流断面”的下游形成紊流时,声级才会与流动功率成正比地增大。

在压差比  $x_F \geq x_{F2}$  时,阀开始出现空化现象。由气泡的瞬时破裂过程引起的空化噪声叠加在紊流造成的流动噪声上。

### 6.1 阀的特定数据

制造商应确定相对流量系数  $\Phi = 0.75$  时,下文提到的特性值  $F_L$ 、 $x_{F2}$ 、 $\eta_F$  和  $\Delta L_F$ ,并在技术文件中加以说明。有偏差的数据应加标注,例如  $x_{F2,0.5}$  表示相对流量系数  $\Phi = 0.5$  时的特性值。

#### 6.1.1 压力恢复系数 $F_L$

根据 GB/T 17213.9 的规定,在“阻塞流”条件下测量流通能力可以确定  $F_L$  值。

在无流动限制的流动条件下, $F_L$  表示阀前、后压差与上游和“缩流断面”之间的压差之比的平方根。

#### 6.1.2 特性压力比 $x_{F2}$

阀的特定特性压力比  $x_{F2}$  依据其与阀的负载的函数关系,按 GB/T 17213.14 的规定加以确定。特性压力比  $x_{F2}$  可确定采用声学方法检测到的空化时的压力比。

#### 6.1.3 声效系数 $\eta_F$

声效系数  $\eta_F$  是声功率与非空化流的流动功率之比,主要由“缩流断面”处及“缩流断面”后的几何条件所决定,因此必须将其对结构和流通能力的相依性加以说明。对于典型的单级球形阀而言,目前已知的最佳值为  $10^{-6}$ 。

#### 6.1.4 修正值 $\Delta L_F$ (空化流)

修正值  $\Delta L_F$  可确定所考虑数值计算的偏差:

$$\Delta L_F = L_{Wi, 参比值} - L_{Wi, 计算值} \quad \dots\dots\dots (1)$$

注:  $L_{Wi, 计算值}$  按  $\Delta L_F = 0$ , 从式(5)中确定。

与参比控制阀的任何不一致都可以用  $\Delta L_F$  进行修正。

$\Delta L_F = 0$  的参比控制阀按下列条件加以确定:

公称直径范围: DN50~DN100;

公称压力范围: PN10~PN40;

单级;

出、入口同轴的导流向球形阀;

柱塞形抛物面阀芯;

全口径阀内件;

流开;

$F_L$  范围: 0.8~0.9;

$\Phi = 0.75$ 。

参比控制阀的参比试验条件为  $5^\circ\text{C} \sim 40^\circ\text{C}$  的水。

修正值  $\Delta L_F$  必须用相对流量系数与压差比  $x_F$  的函数来表示。

### 6.2 内部声功率级

计算内部声功率级时必须区分非空化流和空化流。

#### 6.2.1 非空化流

流动功率以下式计算:

$$W_m = \frac{\dot{m} \cdot \Delta p}{\rho_F} \quad \dots\dots\dots (2)$$

对于 500 Hz~8 000 Hz 倍频带范围内的非空化流( $x_F < x_{FZ}$ ),内部辐射声功率级  $L_{wi}$ 按下列方程计算:

$$L_{wi} = 10 \lg \frac{\eta_F \cdot m \cdot \Delta p}{\rho_F W_0} \quad \dots\dots\dots (3)$$

当  $W_0 = 10^{-12}$  W 时,式(3)可改写成:

$$L_{wi} = 120 + 10 \lg \eta_F + 10 \lg m + 10 \lg \Delta p - 10 \lg \rho_F \quad \dots\dots\dots (4)$$

### 6.2.2 空化流

在任何情况下都应设法避免出现空化,如果无法避免,可按下述方法计算  $L_{wi}$ 。对于 500 Hz~8 000 Hz 倍频带范围内的空化流( $x_F \geq x_{FZ}$ ),可以用  $\eta_F$  从式(5)中确定内部辐射声功率级。式(5)由两部分组成,一部分与无空化的相同(取自式(4)),另一部分表示空化的影响。后者代表图 1 中对应于空化流那一部分曲线。

$$L_{wi} = 120 + 10 \lg \eta_F + 10 \lg m + 10 \lg \Delta p - 10 \lg \rho_F + \Delta L_F \\ + 180 \cdot \frac{(x_{FZ,0})^{0.0625}}{(x_F)^{x_{FZ,0}}} \cdot (1 - x_F)^{0.8} \cdot \lg \left[ \frac{1 - x_{FZ,0}}{1 - x_F} \right] \quad \dots\dots\dots (5)$$

注:式(5)中的常数 180 表示修正值  $\Delta L_F = 0$  时(见 6.1.4)对参比控制阀进行多次测量的平均值。

$10 \lg \Delta L_F$  一项必须限定为:

如果  $\Delta p \leq F_L^2 (\rho_1 - F_F \rho_v)$ , 则使用实际  $\Delta p$ ;

如果  $\Delta p > F_L^2 (\rho_1 - F_F \rho_v)$ , 则  $\Delta p$  应限于  $\Delta p = F_L^2 (\rho_1 - F_F \rho_v)$ ;

在确定  $x_F$  时,应使用实际  $\Delta p$ 。特性压力比  $x_F$  应限于 0.95。

### 6.2.3 内部声功率级频谱

内部声功率的频谱分布取决于阀的结构、压力比、相对流量系数和  $x_{FZ}$  值。

在 500 Hz~8 000 Hz 倍频带范围内,实际应用中的频谱分布在整个噪声频谱范围内估计与工作条件无关,每个倍频程下降 3 dB。相对平均频谱由下式算得:

$$L_{wi}(f) = L_{wi} - 10 \lg \frac{f_m}{500} - 2.9 \quad \dots\dots\dots (6)$$

式(6)的标准化频谱是根据用水对 DN25~DN150 范围内的单座、单级球形阀进行试验后确定的。其他各种类型和尺寸的阀,其频谱和试验条件如有不同,制造商必须加以说明。

## 7 空间传播噪声辐射

根据一定距离内的外部声功率级或外部声压级,同时考虑外界的声学环境,说明辐射到周围空间的噪声特性。

### 7.1 外部声功率级(未加权)

对于安装在管道上的阀,考虑到管道传播损失,可以从内部声功率级来确定外部声功率级。

当液体向管外空间排放时,由于阻抗发生相当大的变化,噪声向空间的传播受到限制,因而主要是射流噪声。

在考虑声传播  $T_L$ 、规定的管道长度  $l_p$  和管道外径  $d_0$  时,如果传播损失可以忽略,就可以从内部声功率级来确定外部声功率级  $L_{we}$ 。由于  $L_{wi}$  和  $T_L$  取决于频率,因此需要进行频谱计算(500 Hz~8 000 Hz 倍频带):

$$L_{we}(f) = L_{wi}(f) - 17.37 \frac{l_p}{2 \cdot d_0} \cdot 10^{-0.1 \cdot \pi \cdot (f)} - T_L(f) + 10 \lg \frac{4 \cdot l_p}{d_0} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$l_p$  的最短长度为 3 m。

$T_L$  按下式计算:

$$T_L(f) = 10 + 10 \lg \frac{c_F \cdot \rho_F \cdot t}{c_F \cdot \rho_F \cdot d_0} + 10 \lg \left[ \frac{f_i}{f} + \left( \frac{f}{f_i} \right)^{1.5} \right]^2 \quad \dots\dots\dots (8)$$

环形频率由下式算出:

$$f_r = \frac{c_0}{\pi \cdot d_0} \dots\dots\dots (9)$$

标准化的噪声传播损失如图 2 所示。

声速和密度的值可查阅参考手册。对于  $c_F$  和  $\rho_F$ , 则必须使用下游值。

## 7.2 外部 A 加权声功率级

根据表 1 增加与倍频带相关的修正值后, 可以从每个倍频程的未加权外部声功率级中得到 A 加权声功率级。

A 加权声功率级由下式得出:

$$L_{WAe} = 10 \lg \sum_{n=1}^5 10^{0.1 \cdot L_{WAn}} \dots\dots\dots (10)$$

式中:

$L_{WAn}$ —— $n$  阶倍频带的外部 A 加权声功率级。

## 7.3 外部 A 加权声压级

考虑到外界空间条件和圆柱形辐射, 从下式可以近似地得出距出口法兰下游 1 m 处及管道侧面 1 m 处的声压级:

$$L_{pAe} = L_{WAe} - 10 \lg \left[ \frac{\pi \cdot l_p}{l_0} \left( \frac{d_i}{d_0} + 1 \right) \right] \dots\dots\dots (11)$$

式中:

$l_p = 3$  m。

## 8 应用范围

按本部分给出的方法计算液体的噪声时, 只考虑由阀和连接管道内的过程液体动力流产生的噪声。本部分不考虑由于反射、共振或阀内件松动产生的噪声, 不涉及层流条件和闪蒸。表 2 列出的为有效极限值。

表 1 A 加权声级的修正值

$f_m$ Hz	500	1 000	2 000	4 000	8 000
修正值 dB	-3.2	0	+1.2	+1.0	-1.1

表 2 极限值

项目	极 限 值	单 位
$U_2$	$\leq 10$	m/s
A.	$2.78 \times 10^{-6} \sim 1.67 \times 10^{-1}$	$m^3$
K.	$1.0 \sim 6 \times 10^2$	$m^3/h$
$C_v$	$5.29 \times 10^{-3} \sim 3.16 \times 10^2$ $(1.16 \times 10^{-1} \sim 6.94 \times 10^3)$	$l/(\min \text{ Pa}^{1/2})$ $(\text{US gallon}/(\min(\text{psi})^{1/2}))$
$x_F$	0.01~0.95	--
$L_{W1}$	$\geq 40$	dB

注 1: 速度  $U_2$  的极限值适用于非空化流。

注 2: 流量系数 A、K 和 C 及其单位的说明见 GB/T 17213.1。

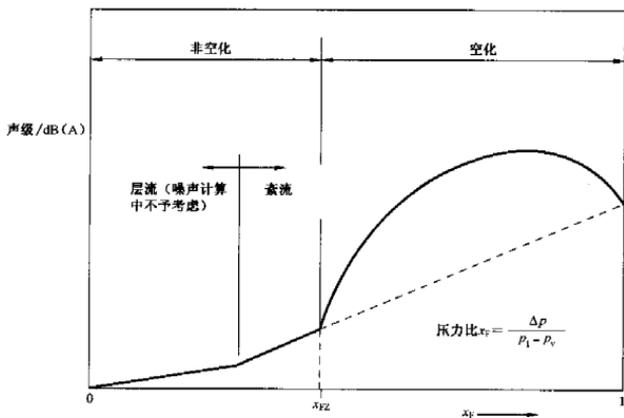


图1 随压差比  $x_F$  变化的噪声辐射

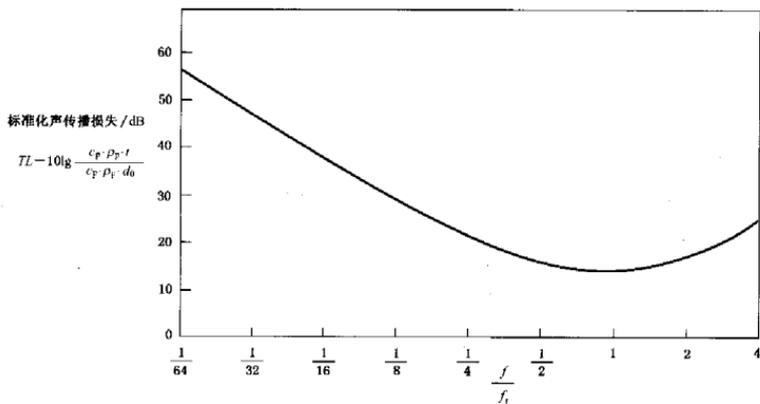


图2 随标准化频率变化的标准化声传播损失

## 参 考 文 献

- [1] Ackert, J., "Experimentelle und Theoretische Untersuchungen über Hohlbildung im Wasser", Techn. Mechanik und Thermodynamik, Vol. 1, No. 1, Berlin, January 1930.
- [2] Baumann, H. D., "The Introduction of Critical Flow Factor for Valve Sizing", paper presented at ISA Annual Conference, October 1962.
- [3] Becker, R., and Döring, W., "Kinetische Behandlung in übersättigten Dämpfen", in Vollmer, H., Kinetik der Phasenbildung, Verlag Steinkopf, Leipzig, 1939, pp. 156-165.
- [4] Berger, J., Kavitationserosion und Massnahmen zu ihrer Vermeidung in Hydraulikanlagen für HFA-Flüssigkeiten, Dissertation, TH Aachen, 1983.
- [5] Briggs, L. J., "The Limiting Negative Pressure of Water", Journal of Applied Physics, Vol. 21, July 1950, pp. 721-722.
- [6] DIN 45635, Geräuschmessungen an Maschinen, Blatt 50: Luftschallemission, Hüllflächenverfahren, Armaturen, August 1987.
- [7] Garcia, R., and Hamitt, F. G., "Cavitation Damage and Correlations with Material and Fluid Properties", Journal of Basic Engineering, December 1967, pp. 753-763.
- [8] Güth, W., "Zur Entstehung der Stosswellen bei der Kavitation", Acustica, Vol. 6, 1956, pp. 526-531.
- [9] Harvey, E. N., McElroy, W. D. and Whitely, A. H., "On Cavity Formation in Water", Journal of Applied Physics, Vol. 18, February 1947, pp. 162-172.
- [10] Jeschke, N. and Gruner, K., Geräuschverhalten von Stellventilen, Regelungstechnische Praxis, May 1975.
- [11] Knapp, R. and Dailey, J., Cavitation, McGraw Hill Book Company, New York, 1970, pp. 343-347.
- [12] Knapp, R. T., "Recent Investigations of Cavitation and Cavitation Damage", Transactions ASME, Vol. 77, 1955, pp. 1045-1054.
- [13] Lauterborn, W., "Kavitation durch Laserlicht", Acustica, Vol. 31, 1974, pp. 51-78.
- [14] Lehman, A. F. and Young, J. O., "Experimental Investigations of Incipient and Desinent Cavitation", Journal of Basic Engineering, June 1964, pp. 275-284.
- [15] Lyamshev, L. M., "On the Theory of Hydrodynamic Cavitation Noise", Soviet Physics-Acoustics, Vol. 14, No. 4, April-June 1970.
- [16] Oldenzel, D. M., Bubble Cavitation in Relation to Liquid Quality, Delft Hydraulics Laboratory, Publication No. 21, May 1979, pp. 224-240.
- [17] Plesset, M. S., and Chapman, R. S., "Collapse of an Initially Spherical Vapour Cavity in the Neighborhood of a Solid Boundary", Journal of Fluid Mechanics, Vol. 47, Part 2, pp. 283-290.
- [18] Rayleigh, L., "On the Pressure Developed in a Liquid During the Collapse of a Spherical Cavity", Phil. Mag., Vol. 34, 1917, pp. 94-98.
- [19] Stiles, G. F., "Sizing Control Valves for Choked Conditions Due to Cavitation or Flashing", ISA Handbook of Control Valves, Instrument Society of America, 1976.
- [20] VDMA-Einheitsblatt 24422, Richtlinien für die Geräuschberchnung bei Regel und Absperrarmaturen, Beuth Verlag, Berlin, Januar 1989.

- [21] Wijngaarden, L., "Sound and Shock Waves in Bubbly Liquids", in Lauterhorn, W., Cavitation and Inhomogeneities in Springer Series in Elektrophysics 4, Springer Verlag, Berlin/Heidelberg, 1980, pp. 127-140.
-