



中华人民共和国国家标准

GB/T 17491—2011
代替 GB/T 17491—1998

液压泵、马达和整体传动装置 稳态性能的试验及表达方法

Hydraulic fluid power—Positive displacement pumps, motors and integral
transmissions—Methods of testing and presenting basic steady state performance

(ISO 4409:2007, MOD)

2011-06-16 发布

2012-03-01 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 I

引言 II

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义 1

4 符号和单位 4

5 试验 4

6 结果的表达..... 12

7 标注说明..... 14

附录 A（资料性附录） 实用单位的使用 15

附录 B（规范性附录） 误差和测量准确度等级 17

附录 C（资料性附录） 试验前的核对清单 18

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准代替 GB/T 17491—1998《液压泵、马达和整体传动装置稳态性能的测定》，与 GB/T 17491—1998 相比，主要技术变化如下：

- 增加了整体传动装置试验回路；
- 删除了液压泵、马达和整体传动装置的试验曲线。

本标准使用重新起草法修改采用 ISO 4409:2007《液压传动 容积式泵、马达和整体传动装置 基本稳态性能的试验及表达方法》(英文版)。

本标准与 ISO 4409:2007 的技术性差异及其原因如下：

——关于规范性引用文件，本标准做了具有技术性差异的调整，以适应我国的技术条件。调整情况集中反映在第 2 章“规范性引用文件”中，具体调整如下：

- 用等效采用国际标准的 GB 3102(所有部分)代替了 ISO 31(所有部分)(见 4)。
- 用等同采用国际标准的 GB/T 786.1 代替了 ISO 1219-1(见 4)。
- 用等同采用国际标准的 GB/T 17446 代替了 ISO 5598(见 3)。
- 用等同采用国际标准的 GB/T 17485 代替了 ISO 4391(见 4)。
- 用修改采用国际标准的 JB/T 7033 代替了 ISO 9110-1(见 5.1.1)。

——更正了国际标准表 1 中“转速”单位的错误。

——在图 4 中“B—整体传动箱”内原有两个单向阀 11、12 下并联了两个溢流阀作为安全阀；并更正了国际标准中单向阀 11、12 的方向。

——图 1～图 4 中，按 GB/T 786.1—2009 更改了溢流阀的画法，符合国际标准 ISO 1219-1:2006；将油液加热冷却处理装置的图形符号拆分成冷却器和加热器图形符号，便于元件编号和液压原理解读。

本标准作下列编辑性修改：

- 将标准名称改为《液压泵、马达和整体传动装置 稳态性能的试验及表达方法》。
- 图 1～图 4 中增加了元件编号。
- 删除国际标准的参考文献。
- 按照 GB/T 1.1—2009 规定增加表 4～表 8 的编号及表题。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国液压气动标准化技术委员会(SAC/TC 3)归口。

本标准负责起草单位：北京华德液压工业集团有限责任公司。

本标准参加起草单位：贵州力源液压股份有限公司、海特克液压有限公司、济南液压泵有限责任公司、宁波市恒通液压科技有限公司。

本标准主要起草人：康青、周宇、吕树平、罗德刚、张伟文、马立君、赵铁军、徐福刚、叶继英、梁勇。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为：

- GB/T 17491—1998。

引 言

在液压传动系统中,功率是借助于密闭回路中的受压流体来传递和控制的。泵是将旋转的机械功率转换成液压功率的元件。马达是将液压功率转换成旋转的机械功率的元件。整体传动装置(液压驱动装置)是由一个或多个液压泵和马达及适当的控制元件组成的组合装置。

除了极少数例外,所有液压泵和马达都是容积式的,即它们带有内部密封装置,该密封装置使它们能在很宽的压力范围内保持转速与油液流量之间的相对恒定的比值。它们通常使用齿轮、叶片或柱塞。非容积式元件,如离心式或涡轮式,很少用于液压传动系统。

泵和马达有定量式或变量式。定量元件有预先选定的内部几何尺寸,保持元件轴每转中通过元件的液体体积相对恒定。变量元件有用来改变内部几何尺寸的装置,使元件轴每转中通过元件的液体体积可以改变。

本标准旨在统一液压传动用容积式液压泵、马达和整体传动装置的试验方法,以便使不同元件的性能具有可比性。

液压泵、马达和整体传动装置 稳态性能的试验及表达方法

1 范围

本标准规定了液压传动用容积式泵、马达和整体传动装置稳态性能和效率的测定方法,以及在稳态条件下对试验装置、试验程序的要求和试验结果的表达。

本标准适用于容积式液压泵、马达和整体传动装置。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 786.1 流体传动系统及元件图形符号和回路图 第1部分:用于常规用途和数据处理的图形符号(GB/T 786.1—2009,ISO 1219-1:2006,IDT)

GB 3102(所有部分) 量和单位[GB 3102—1993,eqv ISO 31:1992(所有部分)]

GB/T 17446 流体传动系统及元件 术语(GB/T 17446—1998,idt ISO 5598:1985)

GB/T 17485 液压泵、马达和整体传动装置参数定义和字母符号(GB/T 17485—1998,idt ISO 4391:1983)

JB/T 7033 液压传动 测量技术通则(JB/T 7033—2007,ISO 9110-1:1990,MOD)

ISO 9110-2 液压传动 测量技术 第2部分:在密闭回路中平均稳态压力的测量

3 术语和定义

GB/T 17446 中界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

注:当不致产生混淆时,作为区分泵、马达或整体传动装置的脚标 P、M 和 T 可以省略。

3.1

体积流量 q_v volume flow rate

单位时间内通过流道横截面的流体体积。

3.2

泄油流量 q_{va} drainage flow rate

从元件壳体内流出的体积流量。

3.3

泵的有效输出流量 $q_{v2,e}^p$ pump effective outlet flow rate

在温度 $\theta_{2,e}$ 和压力 $p_{2,e}$ 下,测得的泵出口处的实际流量。

注:如果流量是在泵出口处之外的其他位置测量,在温度 θ 和压力 p 下测得的流量应通过公式(1)进行修正,以得到有效输出流量值。

$$q_{v2,e}^p = q_v \left[1 - \left(\frac{p_{2,e} - p}{K_T} \right) + \alpha (\theta_{2,e} - \theta) \right] \dots\dots\dots (1)$$

3.4

马达的有效输入流量 $q_{v1,e}^M$ motor effective inlet flow rate

在温度 $\theta_{1,e}$ 和压力 $p_{1,e}$ 下,测得的马达进口处的实际流量。

注1:如果流量是在马达进口处之外的其他位置测量,在温度 θ 和压力 p 下测得的流量应通过公式(2)进行修正,以得到有效输入流量值。

$$q_{v1,e}^M = q_v \left[1 - \left(\frac{p_{1,e} - p}{K_T} \right) + \alpha(\theta_{1,e} - \theta) \right] \dots\dots\dots (2)$$

注2:如果流量是在马达的出口处及马达有外泄漏的情况下测得,应参照在温度 θ 和压力 p 下输入流量的计算方式修正马达流量 q_v 和泄油流量 q_{vd}^M ,由公式(3)计算有效输入流量 $q_{v1,e}^M$ 。

$$q_{v1,e}^M = q_v \left[1 - \left(\frac{p_{1,e} - p}{K_T} \right) + \alpha(\theta_{1,e} - \theta) \right] + q_{vd} \left[1 - \left(\frac{p_{1,e} - p_d}{K_T} \right) + \alpha(\theta_{1,e} - \theta_d) \right] \dots\dots (3)$$

3.5

空载排量 V_i derived capacity

泵或马达轴每转压出或吸入流体的体积,在规定的试验条件下以不同转速时的测量结果而算得的。

3.6

转速(轴转速) n rotational frequency (shaft speed)

单位时间内驱动轴的转数。

注:旋转方向(顺时针或逆时针)是从轴端方向观察的旋转方向。必要时也可以用图形确定。

3.7

转矩 T torque

被试元件轴上转矩的测量值。

3.8

有效压力 p_e effective pressure

相对于大气压的油液压力,其值为:

- a) 正值,当此压力高于大气压力时;
- b) 负值,当此压力低于大气压力时。

3.9

泄油压力 p_d drainage pressure

在元件壳体泄油口测得的相对于大气压力的压力。

3.10

机械功率 P_m mechanical power

在泵或马达轴上测得的转矩与转速之积[公式(4)]。

$$P_m = 2\pi \cdot n \cdot T \dots\dots\dots (4)$$

3.11

液压功率 P_h hydraulic power

在任一位置处流量与压力之积[公式(5)]。

$$P_h = q_v \cdot p \dots\dots\dots (5)$$

3.12

泵有效出口液压功率 $P_{2,h}^P$ effective outlet hydraulic power of a pump

泵的总出口液压功率[公式(6)]。

$$P_{2,h}^P = q_{v2,e} \cdot p_{2,e} \dots\dots\dots (6)$$

3. 13

马达的有效进口液压功率 $P_{1,h}^M$ effective inlet hydraulic power of a motor

马达的总进口液压功率[公式(7)]。

$$P_{1,h}^M = q_{V1,e} \cdot p_{1,e} \quad \dots\dots\dots (7)$$

注：液压油液的总能量是油液中所包含的各种能量之和。在公式(6)和公式(7)中，忽略了油液的动能、位能和变形能而仅用静压力算出功率。如果其他能量对试验结果有显著影响，则应考虑它们。

3. 14

泵的总效率 η_t^p pump overall efficiency

液体通过泵时所获得的功率与输入的机械功率之比。

$$\eta_t^p = \frac{(q_{V2,e} \cdot p_{2,e}) - (q_{V1,e} \cdot p_{1,e})}{2\pi \cdot n \cdot T} \quad \dots\dots\dots (8)$$

3. 15

泵的容积效率 η_v^p pump volumetric efficiency

在规定的条件下，泵实际输出流量与空载排量 V_i 和轴的转速乘积之比。

$$\eta_v^p = \frac{q_{V2,e}}{V_i^p \cdot n} \quad \dots\dots\dots (9)$$

3. 16

马达的总效率 η_t^M motor overall efficiency

马达输出的机械功率与输入液压功率之比。

$$\eta_t^M = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{(q_{V1,e} \cdot p_{1,e}) - (q_{V2,e} \cdot p_{2,e})} \quad \dots\dots\dots (10)$$

3. 17

马达容积效率 η_v^M motor volumetric efficiency

在规定的条件下，马达的空载排量 V_i 和轴转速 n 的乘积与实际输入流量之比。

$$\eta_v^M = \frac{V_i^M \cdot n}{q_{V1,e}} \quad \dots\dots\dots (11)$$

3. 18

马达液压机械效率 η_{hm}^M motor hydro-mechanical efficiency

马达轴转矩与马达理论转矩之比。

$$\eta_{hm}^M = \frac{T}{T_{th}} = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{(p_{1,e} - p_{2,e}) V_i^M} \quad \dots\dots\dots (12)$$

3. 19

整体传动装置的总效率 η_t^T integral transmission overall efficiency

输出机械功率与输入机械功率之比。

$$\eta_t^T = \frac{n_2 \cdot T_2}{n_1 \cdot T_1} \quad \dots\dots\dots (13)$$

3. 20

整体传动装置转速比 R integral transmission rotational frequency ratio

在规定的条件下，输出转速 n_2 与输入转速 n_1 之比。

$$R = \frac{n_2}{n_1} \quad \dots\dots\dots (14)$$

4 符号和单位

本标准中采用的符号和单位按 GB 3102 的规定,见表 1。
表 1 中字母和符号的下标按 GB/T 17485 的规定。
图 1~图 4 中的图形符号按 GB/T 786.1 的规定。

表 1 符号和单位

物 理 量	符 号	单 位 ^a
体积流量	q_v	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
空载排量	V_i	$\text{m}^3 \text{r}^{-1}$
转速	n	s^{-1}
转矩	T	$\text{N} \cdot \text{m}$
有效压力	p_e	Pa^b
功率	P	W
密度	ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
等温平均体积弹性模量	$\overline{K_T}$	Pa^b
运动黏度	ν	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
温度	θ	K
体热膨胀系数	α	K^{-1}
效率	η	—
转速比	r	—
^a 在结果表达中使用的实用单位参见附录 A; ^b $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ 。		

5 试验

5.1 要求

5.1.1 概述

试验设备应设计成能防止空气混入,并可在试验之前从系统中排除所有游离空气。
被试件在试验回路中的安装连接和运行应符合制造商的要求,参见附录 C。
应记录试验地区的环境温度。
在试验回路中应设置符合被试件制造商要求的过滤标准的过滤器,应注明所使用的过滤器在试验回路中的位置、数量和每个过滤器的型号。
在管路内进行压力测量时,应满足 JB/T 7033 和 ISO 9110-2 的要求。
在管路中进行温度测量时,温度测量点应远离元件并距压力测量点 2 倍至 4 倍管子直径之间。
图 1~图 4 所示的为基本回路,该回路未设置当系统发生故障时防止系统损坏的安全装置。在试

验过程中,应采取防止人员和设备受到伤害的安全措施。

5.1.2 被试件的安装

将被试件安装到图 1~图 4 所示的试验回路中。

5.1.3 试验条件

在进行试验前,被试件应按制造商的建议进行跑合。

5.1.4 试验用油液

由于元件的性能可能随着油液黏度明显地变化,故进行试验时,应采用元件制造商推荐的油液。

应记录以下液体参数:

- a) 运动黏度;
- b) 试验温度下的密度;
- c) 等温平均体积弹性模量;
- d) 体热膨胀系数。

5.1.5 温度

5.1.5.1 受控温度

试验应在规定的油液温度下进行。该温度应在元件制造商所推荐的范围之内,并在被试件的进口处测得。

试验油液的温度变化应在表 2 所规定的范围内。

表 2 试验油液温度的允许偏差

测量准确度等级(见附录 B)	A	B	C
温度偏差/℃	±1.0	±2.0	±4.0

5.1.5.2 其他温度

应记录以下位置的油液温度:

- a) 被试件的出口处的温度;
- b) 试验回路中流量测量点处的温度;
- c) 泄油口油液温度(适用时)。

记录试验的环境温度。

对于整体传动装置,上述某些温度可能无法测量。无法测量的温度应在试验报告中注明。

5.1.6 大气压力

应记录试验区域环境的绝对大气压力。

5.1.7 壳体压力

如果元件壳体內的油液压力可能影响其性能,则应在试验期间记录其数值。

5.1.8 稳态条件

针对所选定的参数的受控值,采集的每组读数应仅在该受控参数的指示值处于表 3 中所示的范围之内时才被记录。当控制参数在有效范围时,如果采集的读数是一组变化的多样的读数,应记录全部读数,但最长获得读数时间不得超过 10 s。

表 3 所选定的参数的平均指示值的允许变化范围

参 数	测量准确度等级允许变化范围 ^a (见附录 B)		
	A	B	C
转速/%	±0.5	±1.0	±2.0
转矩/%	±0.5	±1.0	±2.0
体积流量/%	±0.5	±1.5	±2.5
压力/Pa ^b ($p_e < 2 \times 10^5 \text{ Pa}$) ^b	$\pm 1 \times 10^3$	$\pm 3 \times 10^3$	$\pm 5 \times 10^3$
压力/% ($p_e \geq 2 \times 10^5 \text{ Pa}$)	±0.5	±1.5	±2.5
^a 表中所列的允许变化是指该指示仪器读数的偏差而不是指仪器读数的误差范围(见附录 B)。这些变化被用作稳态的指示指标,还用于表达具有固定值的参数图形结果的场合。在功率或效率的任何后续的计算中应该用实际指示值。 ^b 1 Pa=1 N/m ² 。			

5.1.9 试验测量

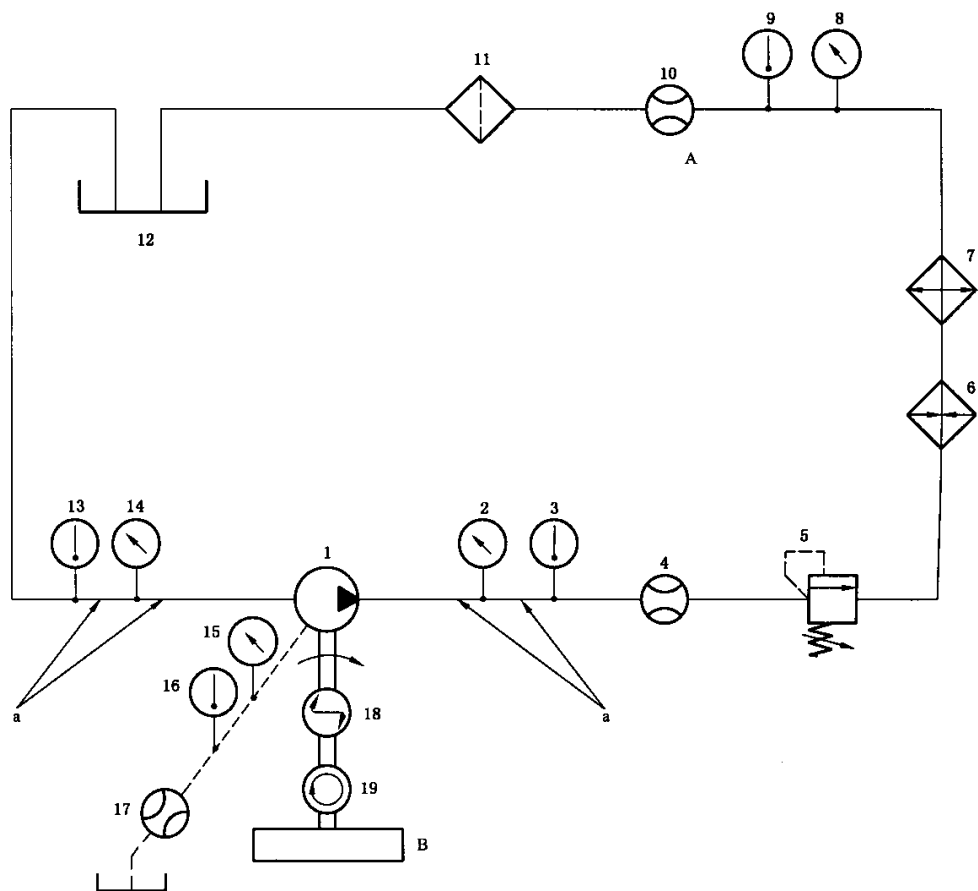
应选择所采集读数的组数及其在整个范围内的分布,以便在物理量变化的整个范围内给出该元件的有代表性的示值。

5.2 泵试验

5.2.1 试验回路

5.2.1.1 开式试验

试验回路如图 1 所示,图中所示元件为试验回路必备元件。如果有进口加压要求,应在限定的范围内提供保压措施(见 5.2.2)。

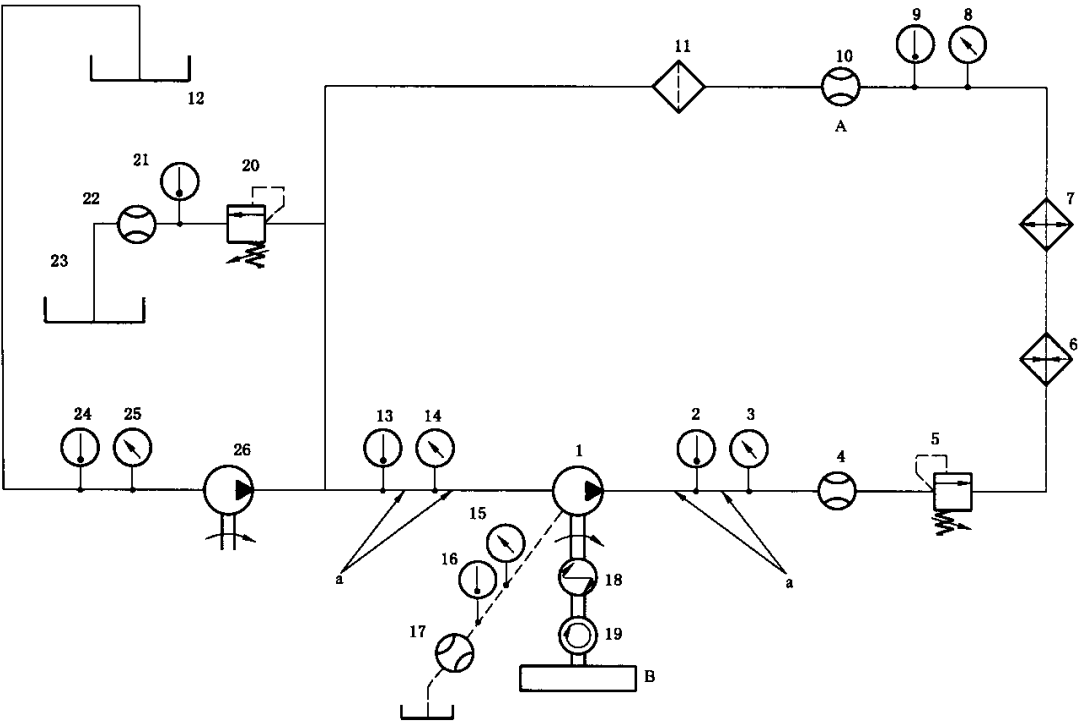


- 1——被试泵；
2、8、14、15——压力表；
3、9、13、16——温度计；
4、10、17——流量计；
5——溢流阀；
6——加热器；
7——冷却器；
11——过滤器；
12——油箱；
18——转矩仪；
19——转速仪。
A——可选择位置；
B——驱动装置。
a 管子长度见 5.1.1。

图 1 泵试验回路(开式回路)

5.2.1.2 闭式试验

试验回路如图 2 所示,图中所示元件为试验回路必备元件。在这个回路中,补油泵提供少量流量补充系统泄漏量,提供大量流量用于系统冷却。



- 1——被试泵;
- 26——补油泵;
- 3、8、14、15、25——压力表;
- 2、9、13、16、21、24——温度计;
- 4、10、17、22——流量计;
- 5、20——溢流阀;
- 6——加热器;
- 7——冷却器;
- 11——过滤器;
- 12、23——油箱;
- 18——转矩仪;
- 19——转速仪。
- A——可选择位置;
- B——驱动装置。

^a 管子长度见 5.1.1。

图 2 泵试验回路(闭式回路)

5.2.2 进口压力

在每次试验中,要按生产商的规定,保持进口压力在允许范围内的恒定值(见表3),如果需要,在不同的进口压力下进行试验。

5.2.3 试验测量

记录以下测量数据:

- a) 输入转矩;
- b) 出口流量;
- c) 泄油流量(适用时);
- d) 液体温度。

在恒定转速(见表3)和若干输出压力下,测出一组数据,以便在出口压力的整个范围内给出泵性能的具有代表性的示值。

在其他转速时,重复5.2.3a)~d)的测量,在转速的整个范围内给出泵性能的具有代表性的示值。

5.2.4 变量

在试验规定的最低转速和最低出口压力下,如果泵是变量式的,则应对最大排量值及要求的其他排量值(诸如最大排量的75%,50%和25%),进行全部试验。

5.2.5 反向流动

如果泵的流动方式可以借助于变量机构来反向,则根据需要针对两种流动方向进行试验。

5.2.6 非整体式补油泵

如果被试泵配套一个补油泵,而且功率输入可以分别测量,则应分别试验诸泵并针对每个泵分别表达结果。

5.2.7 全流量整体式补油泵

如果补油泵与主泵成整体,使功率输入无法分开,并且补油泵输送主泵的全流量,则两个泵应作为一个整体元件来处理并相应地表达结果。

注:所测得的进口压力是补油泵的进口压力。

应测量和记录补油泵的任何多余流量。

5.2.8 部分流量整体式补油泵

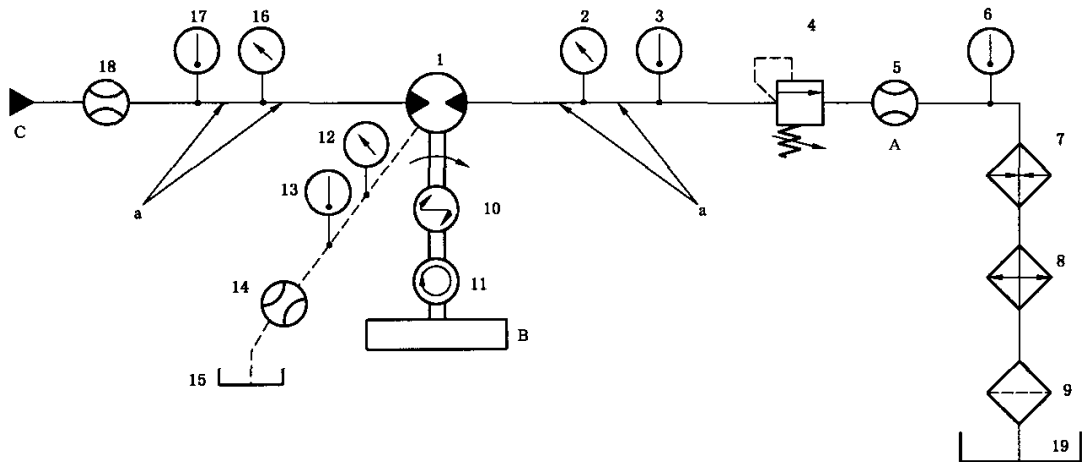
如果补油泵与主泵成整体,使功率输入无法分开,但补油泵仅向主泵的液压回路供给一部分流量而其余部分旁通或用于某些辅助用途如冷却循环等。此时,应测量并记录来自补油泵的流量。

5.3 马达试验

5.3.1 试验回路

试验回路如图3所示,图中所示元件为试验回路必备元件。

如果流量是在马达出口(可选位置)下游测量的,在计算正确的流量时应包括马达壳体的流量。



说明:

- 1——被试马达;
- 2、12、16——压力表;
- 3、6、13、17——温度计;
- 4——溢流阀;
- 5、14、18——流量计;
- 7——加热器;
- 8——冷却器;
- * 管子长度见 5.1.1。

- 9——过滤器;
- 10——转矩仪;
- 11——转速仪;
- 15、19——油箱;
- A——可选择位置;
- B——负载;
- C——油源。

图 3 马达试验回路

5.3.2 出口压力

控制马达的出口压力(例如用压力控制阀),其变化在表 3 给定的范围内,并在整个试验过程中保持出口压力的恒定。

此出口压力应与为该马达类型设定的应用场合及制造商的建议一致。

5.3.3 试验测量

记录下列测量值:

- a) 输入流量;
- b) 泄油流量(适用时);
- c) 输出转矩;
- d) 油温。

在马达的整个转速范围内和若干个输入压力下,给出在输入压力的整个范围内马达性能的有代表性的示值。

5.3.4 变量

如果马达是变量式的,则应对最大和最小排量及要求的其他排量(如:总排量的 75%、50%和 25%)进行试验。

通过调节变量机构得到一定比例排量,以便在零输出转矩下针对同样的进口流量给出所需比例的转速。以马达在最小排量时实现最高转速运转来确定进口流量。

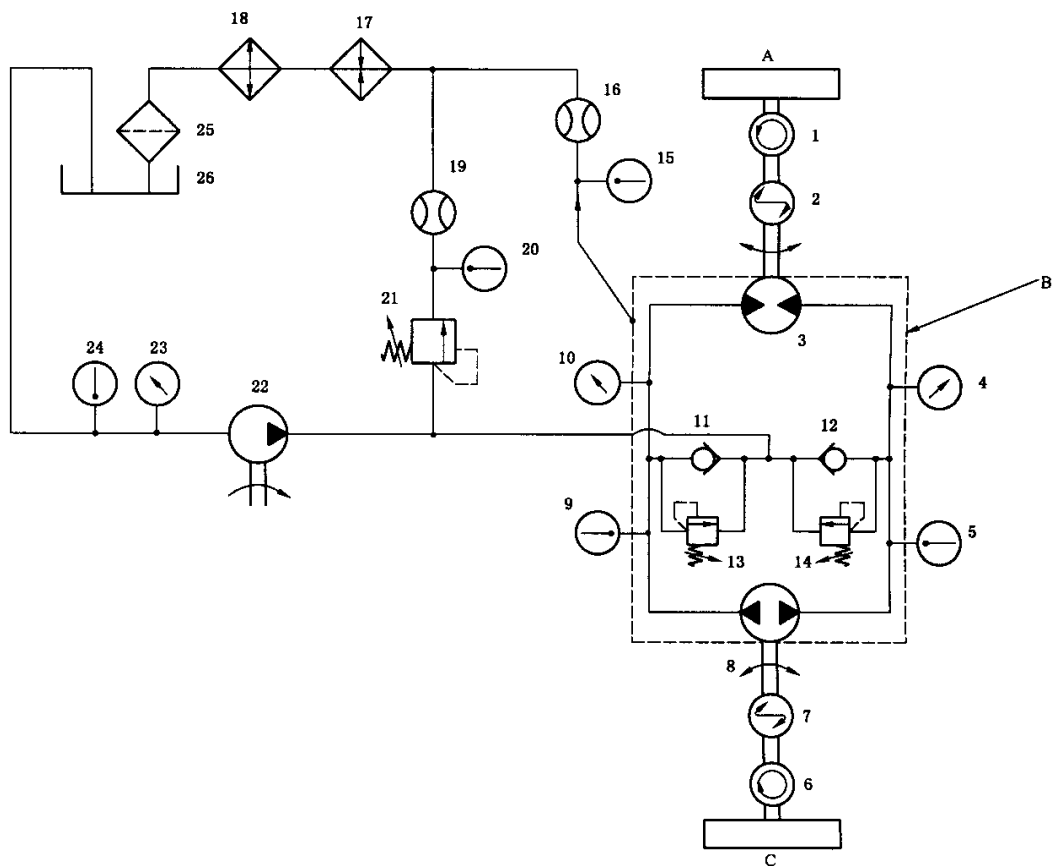
5.3.5 反向旋转

对于需要沿两个旋转方向工作的马达,根据需要针对两个旋转方向进行试验。

5.4 整体传动装置的试验

5.4.1 试验回路

试验回路如图4所示,图中所示元件为试验回路必备元件。



说明:

- 1、6——转速仪;
- 2、7——转矩仪;
- 3——液压马达;
- 4、10、23——压力表;
- 5、9、15、20、24——温度计;
- 8——液压泵;
- 11、12——单向阀;
- 13、14、21——溢流阀;
- 16、19——流量计;

- 17——加热器;
- 18——冷却器;
- 22——补油泵;
- 25——过滤器;
- 26——油箱。
- A——负载;
- B——整体传动箱;
- C——驱动装置。

图4 整体传动装置试验回路

5.4.2 试验测量

在最大排量及规定的转速下,试验测量整体传动装置运行中的以下项目:

- a) 输入转矩;
- b) 输出转矩;
- c) 输出转速;
- d) 试验液体压力;
- e) 试验液体温度。

在生产商推荐的输入转速下测试功率范围。

在表 3 规定的范围内,对不同的输入转速重复测量 5.4.2a)~e)。

当马达在最大排量的情况下,如果泵是变量式的,在泵的实际排量为其最大排量的 75%、50% 和 25% 时重复测量 5.4.2 a)~e)。

在马达为最大排量且输出轴无负载情况下,泵的排量以泵处于非最大排量时的输出转速与泵处于最大排量时的输出转速之比来确定。

如果马达是变量式,在马达设定为最小排量时重复测量 5.4.2a)~e)。

5.4.3 补油泵

如果补油泵或其他辅件与该传动装置的泵成整体并由同一输入轴驱动,则泵应作为一个整体元件来处理并应在试验结果中注明这个情况。

如果补油泵或其他辅件被单独驱动,则所需功率应从传动装置的性能中扣除并应在试验结果中注明这个情况。

5.4.4 反向旋转

如果需要输出轴沿两个旋转方向工作,则根据需要对两个旋转方向进行试验。

6 结果的表达

6.1 概述

所有试验测量及导出的计算结果应由试验机构列成表格并以图解的形式表示。

6.2 泵的试验

6.2.1 恒定转速下泵的试验

在恒定转速下试验的泵,应对有效出口压力($p_{t,e}$)绘制与下列各项的关系曲线:

- a) 容积效率;
- b) 总效率;
- c) 有效输出流量;
- d) 有效输入机械功率。

另外,应记录表 4 所列参数。

表 4 恒定转速下泵的试验结果

参 数	结 果	单 位
所用试验油液		—
泵进口处油温		K
试验油液的运动黏度		$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
试验油液的密度		kg m^{-3}
泵有效输入压力		Pa
试验时泵总排量百分比		%
试验时泵的转速		s^{-1}

6.2.2 不同恒定转速下泵的试验

在一组恒定转速下试验的泵,对于每个不同的有效输出压力值 $p_{2.}$ 的结果,应像 6.2.1 中描述的给出或绘制转速与下列各项的关系曲线:

- a) 容积效率;
- b) 总效率;
- c) 有效输出流量;
- d) 有效输入机械功率。

另外,应记录表 5 所列参数。

表 5 不同恒定转速下泵的试验结果

参 数	结 果	单 位
所用试验油液		—
泵进口处油温		K
试验油液的运动黏度		$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
试验油液的密度		kg m^{-3}
泵有效输入压力		Pa
试验时泵总排量百分比		%
泵有效输出压力		Pa

6.3 马达试验

马达试验的结果应绘制成曲线,针对不同的有效输入压力 $p_{1.}$ 表示以下各项与转速 n 的关系:

- a) 容积效率;
- b) 总效率;
- c) 有效输入流量;
- d) 输出转矩;
- e) 液压机械效率。

另外,应记录表 6 所列参数。

表 6 马达的试验结果

参 数	结 果	单 位
所用试验油液		—
马达进口处油温		K
试验油液的运动黏度		$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
试验油液的密度		kg m^{-3}
试验时马达总排量百分比		%
马达有效输出压力		Pa

6.4 整体传动装置试验

在恒定的输入转速(恒定输入功率)下,进行整体传动装置的传输试验,绘制总效率 η_t 与输出转速 n_2 的关系曲线。

应在 3 个不同有效输出功率 $p_{2,e}$ 下重复试验。另外,应记录表 7 所列参数。

表 7 整体传动装置的试验结果

参 数	结 果	单 位
所用试验油液		—
泵进口处油温		K
试验油液的运动黏度		$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
试验油液的密度		kg m^{-3}
输入转速		s^{-1}
有效输出功率		W

应绘制转速比 R 与泵有效输出压力 p_2 关系曲线。另外,应记录表 8 所列参数。

表 8 整体传动装置的试验结果

参 数	结 果	单 位
所用试验油液		—
泵进口处油温		K
输入转速		s^{-1}
泵总排量百分比		%
马达总排量百分比		%

7 标注说明

当选择遵守本标准时,建议制造商在试验报告产品目录和销售文件中采用以下说明:“稳态性能数据的测定和表达符合 GB/T 17491—2011《液压泵、马达和整体传动装置 稳态性能的试验及表达方法》”。

附录 A
(资料性附录)
实用单位的使用

A.1 实用单位

用表格或图形记录的试验结果可采用表 A.1 中所给出的实用单位。

表 A.1 实用单位

物 理 量	符 号	实 用 单 位
体积流量	q_v	Lmin^{-1}
转速	n	min^{-1}
转矩	T	$\text{N} \cdot \text{m}$
压力	p	bar
功率	P	kW
质量密度	ρ	kgL^{-1}
等温平均体积弹性模量	$\overline{K_T}$	$\text{Pa}(\text{bar})^b$
运动黏度	ν	$\text{mm}^2\text{s}^{-1}{}^c$
温度	θ	$^{\circ}\text{C}$
总效率 ^a	η	—
^a 效率也可以表达成百分数。 ^b 1 bar=10⁵ Pa。 ^c 1 cSt=1 mm²s⁻¹。		

A.2 计算

A.2.1 概述

为了用实用单位来表达结果(见表 A.1),公式(4)~式(8),式(10)、式(12)和式(13)应按 A.2.2~A.2.7 修正。

A.2.2 机械功率

$$P_m = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60\,000} \text{ kW}$$

..... (A. 1)

A.2.3 液压功率

$$P_h = \frac{q_v \cdot p}{600} \text{ kW}$$

..... (A. 2)

$$P_{2,h}^p = \frac{q_{v2,e} \cdot p_{2,e}}{600} \text{ kW}$$

..... (A. 3)

$$P_{1,h}^M = \frac{q_{v1,e} \cdot p_{1,e}}{600} \text{ kW} \dots\dots\dots (\text{A.4})$$

A.2.4 泵的总效率

$$\eta_t^p = \frac{(q_{v2,e} \cdot p_{2,e}) - (q_{v1,e} \cdot p_{1,e})}{2\pi \cdot n \cdot T} \times 100\% \dots\dots\dots (\text{A.5})$$

A.2.5 马达液压机械效率

$$\eta_{hm}^M = \frac{T}{T_{th}} = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{(p_{1,e} - p_{2,e}) V_i^M} \times 100\% \dots\dots\dots (\text{A.6})$$

A.2.6 马达总效率

$$\eta_t^M = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{(q_{v1,e} \cdot p_{1,e}) - (q_{v2,e} \cdot p_{2,e})} \times 100\% \dots\dots\dots (\text{A.7})$$

A.2.7 整体传动装置的总效率

$$\eta_t^T = \frac{n_2 \cdot T_2}{n_1 \cdot T_1} \times 100\% \dots\dots\dots (\text{A.8})$$

附录 B
(规范性附录)
误差和测量准确度等级

B.1 测量准确度等级

根据准确度的不同要求,试验应根据有关各方的商定按 A、B 或 C 三种测量准确度等级之一来进行。

- 注 1: A 级和 B 级用于对性能有精确要求的特殊场合。
注 2: A 级和 B 级要求更精确的仪器和方法,会增加试验费用,应引起注意。

B.2 误差

应采用通过校准或与国际基准比对的方法,证明使用的测量装置或方法测出的数值,其系统误差不超过表 B.1 中所给出范围。

表 B.1 测量仪器允许的系统校准误差

测量仪器的参数	测量准确度等级允许的系统误差		
	A	B	C
转速/%	±0.5	±1.0	±2.0
转矩/%	±0.5	±1.0	±2.0
体积流量/%	±0.5	±1.0	±2.5
压力(当 $p_e < 2 \times 10^5 \text{ Pa}$)/Pa	$\pm 1 \times 10^3$	$\pm 3 \times 10^3$	$\pm 5 \times 10^3$
压力(当 $p_e \geq 2 \times 10^5 \text{ Pa}$)/%	±0.5	±1.0	±2.5
温度/℃	±0.5	±1.0	±2.0
机械功率/%	—	—	±4.0

注:百分数范围适用于被测量的值而不适用于试验的最大值或仪器的最大读数。

B.3 误差合成

计算功率或效率时,所涉及的误差合成可以用均方根法求出。
例如:

$$\frac{\delta \eta_i}{\eta_i} = \sqrt{\left(\frac{\delta q_v}{q_v}\right)^2 + \left(\frac{\delta p}{p}\right)^2 + \left(\frac{\delta n}{n}\right)^2 + \left(\frac{\delta T}{T}\right)^2}$$

上面所用的系统误差 δq_v 、 δp 、 δn 和 δT 乃是仪器的系统误差而不是表 B.1 中所给出的最大值。更准确的综合误差可查阅由国际法定计量学组织出版的《法定计量学词汇 基本术语》。

附 录 C
(资料性附录)
试验前的核对清单

以下是用来选择适当项目的核对清单,建议在试验之前由有关各方就这些项目进行协商,根据需要选择。

- a) 制造商名称;
 - b) 制造商的标识(型号,系列号);
 - c) 制造商的元件名称;
 - d) 轴的旋转方向;
 - e) 试验回路;
 - f) 制造商的安装连接要求;
 - g) 试验中所用的过滤装置;
 - h) 压力测量点的位置;
 - i) 在计算中考虑管路损失;
 - j) 试验前的条件;
 - k) 试验用油液(名称和说明);
 - l) 在试验温度下试验用油液的运动黏度;
 - m) 在试验温度下试验用油液的质量密度;
 - n) 试验用油液的等温平均体积弹性模量;
 - o) 试验用油液的体积热膨胀系数;
 - p) 试验用油液的温度;
 - q) 壳体允许的最高压力;
 - r) 泵的进口压力;
 - s) 试验转速;
 - t) 试验压力值;
 - u) 变量时的百分比排量;
 - v) 反向流动要求;
 - w) 补油泵资料;
 - x) 马达的出口压力;
 - y) 反向旋转要求;
 - z) 结果的表达;
 - aa) 测量精度等级。
-