

转向加力器的设计

重庆重型汽车研究所

转向加力器的设计

——装用于贝利埃汽车公司 GLM 系列产品——

本文介绍了法国贝利埃汽车公司 GLM 系列产品的转向加力器设计，材料内容比较实用。遵照毛主席“洋为中用”的教导，现刊载出来，供有关人员在设计中参考。

1. 转向加力的必要性

在一部汽车的初期设计阶段，可以假定是在单纯的机械转向情况下以简单的方法来分析研究方向盘上所需的力矩。

图 1 中的曲线给出了对于不同用途的汽车在左轮上最大总主有力矩的近似值与前轴负荷的关系。

不难看出，象 GLM10 型汽车（它是 GLM12 型汽车的基型）其前轴负荷为 6 吨，总主销力矩即是 4000 牛顿·米（407.7 公斤·米）。考虑到在方向盘和车轮之间的最大传动比为 33（如车轮转角为 70° 时方向盘需转动 7 圈）时，则方向盘上所需的力矩按下式计算，即是：

$$T = \frac{C}{K \cdot \eta} = \frac{4000}{33 \times 0.7} = 170 \text{ 牛顿} \cdot \text{米} \quad (17.3 \text{ 公斤} \cdot \text{米})$$

式中 C——车轮上的总主有力矩

T ——方向盘上所需力矩

K ——方向盘至车轮间的转向力传动比

η ——传动效率，对于循环球式转向器取 $\eta=0.7$

然而在通常的情况下，一个驾驶员在方向盘上所能产生的最大力矩不能达到 180 牛顿·米 (18.3 公斤·米)，因此对于经常能达到这一数值范围的车轮力矩的工地用车而言，设计时就预先考虑采用转向加力则是完全必要的。

此外，从改善驾驶员的工作条件来看，上述的方向盘力矩值如此之大也是不合适的。例如 GLR 型汽车，在该车上一开始并没有用转向加力，其前抽负荷为 4500 公斤，总主有力矩为 2700 牛顿·米 (275.4 公斤·米)，即在方向盘上所需的最大力矩为：

$$T = \frac{C}{K \cdot \eta} = \frac{2700}{26.5 \times 0.7} = 140 \text{ 牛顿} \cdot \text{米} (14.3 \text{ 公斤} \cdot \text{米})$$

若方向盘的半径为 0.250 米，则驾驶员在方向盘上必需施加的最大力即为：

$$\frac{140}{0.250} = 560 \text{ 牛顿 (57 公斤)}$$

显然这样大的方向盘力是不合适的。

根据用户的要求，今后可能装在这种车辆上的转向加力装置，同样将很快地装在该车的系列中。

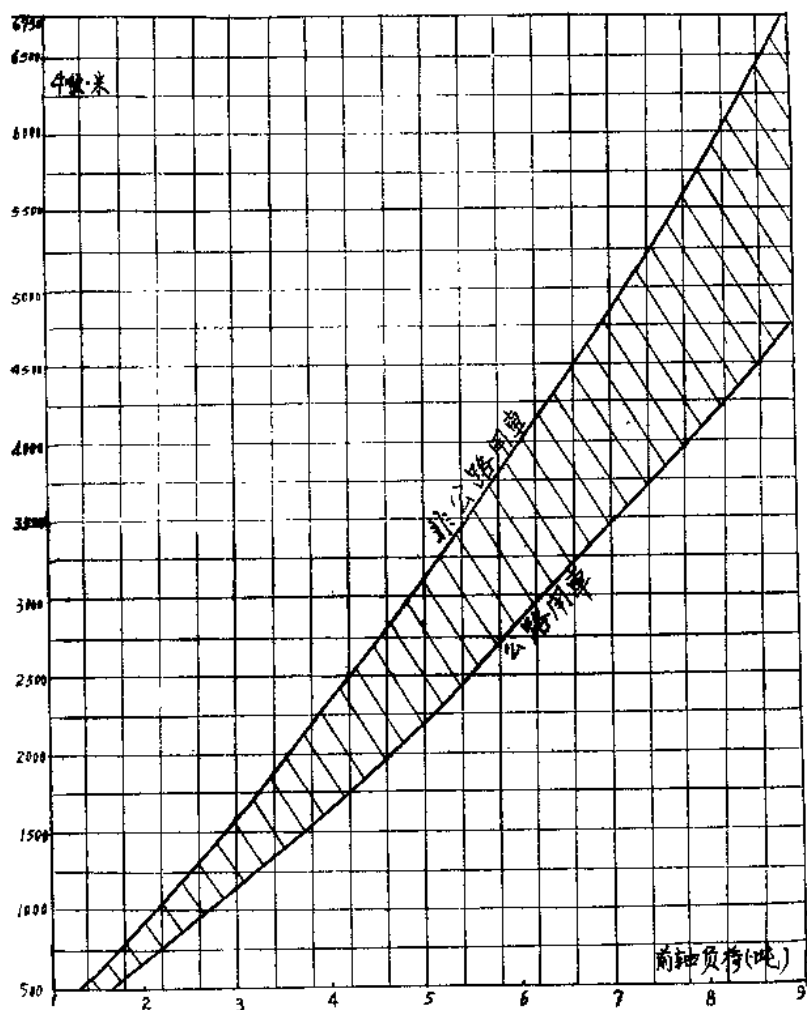


图1 左主销总转向阻力矩

2. 方案的选择

对于GLM10型汽车而言，转向加力器方案的选择在其初期设计阶段中没有遭受到任何的困难。因为唯一满意的方案就是BENIX液力式转向加力装置，该装置包括一个简单的加力缸和一个装在转向器上部的分配阀。

这种转向加力装置是按照贝利埃公司的要求于1954年设计的。其中分配阀和加力缸是由BENDIX公司设计的，其余部分是由AIR EQUIPEMENT公司设计的。并从1955年起安装在T6型和GLC型汽车上。现在又毫无改变地安装在GLM10型汽车上。

值得注意的是：1958年出现了连阀式加力缸，其分配阀直接装在加力器内部。它的优点是由于液力元件的数目减少从而带来了安装的简单化。这种转向加力装置在现有的汽车上的改装同样是很简单的。下个趋势目前正在发展，因为某些制造厂家愿意提供阀式加力缸。

每个元件包括新发展的在内，其计算原理不管采用什么样的方案对它们都是适用的。

3. 工 作 原 理

简图 3 表示了转向加力装置中各种元件的连接配置。由油泵所提供的液压油经过分配阀的定向控制后，或者流回油箱，或者进入加力缸的某一腔并把加力缸另外一腔的油液挤回油箱。

图 4 表明了当分配阀的位移在驾驶员所希望的垂臂位移和实际位移之间有差别时的工作情况。除了油液被分配到加力缸的一腔或另一腔之外，分配阀的位移保证在油路中的压力逐渐地递增，正是这一点表现出了这种加力器的特性。油路中压力的升高与油泵所供给的流量有关，另外加力缸移动的最大速度也和油泵的流量成正比例。因此在这种情况下当油泵的流量只与发动机的转速有正比例关系时，限制油泵流量的变化是必需的。在分配阀处在最大开度下，当加力缸的活塞杆处在固定不动时（例如处在转向极限位置时），此时油路中的压力在理论上可以达到无限大，因此为了同时保护机械元件和液力元件，在所装置的油泵中安装一限压阀，允许把压力适当地限制在高于正常工作时所需要的压力值。

图 4 同时也指出了在加力失效情况下，由于安装了单向阀，至使整个加力系统不致变硬（滑阀到达最大位移后的抵死位置），从而仍能允许强制机械转向的情况。

4. 加力缸的尺寸和工作压力

进行液力部件（加力缸）的正确设计，必需知道这些液力部件的布置和预先提供的作用力。事实上，这是一种在如下的一些规范基础上所进行的协调工作：

（1）转向垂臂根部一点（摆动的铰接点）的位置：

该点的位置由转向和悬挂系统运动的相关性所限制（见转向运动学）。

（2）转向垂臂的长度：

汽车在转向加力失效的情况下应该能够用人的手力操纵，此时在方向盘上所需的力矩可写成：

$$C = \frac{C}{K}$$

式中 C ——车轮上的总的主有力矩

K ——方向盘至车轮间的转向力传动比，它与转向垂臂的长度成比例。

（3）加力缸的选用：

目前由制造厂家可能提供的加力缸直径是有限的，尤其对于简单的加力缸来说，目前只有内径为70毫米的系列，而长度是可以根据需要而定。

（4）工作压力的限制：

选用的工作压力过高，一般说来就会使制造厂家在进行另部件设计时，需对另部件的密封、强度和寿命进行较多的研究，因此价格比较昂贵。对于象GLM型这一级普通汽车采用50~70巴的工作压力是有利的，这个压力范围用齿轮泵就可实现。AIR EQUIPEMENT公司生产的工作压力为50巴的油泵看来足够满

足目前所有装用的要求。（译注：这是指50年代的要求）

（5）要适应多种车架和驾驶室外形尺寸。

总之要使得上述各方面达到协调。

在若干个设计方案的最后确定和协调中，应根据采用的布置参数和在转向垂臂上所需的力矩来进行计算：

由加力缸所提供的力和工作压力依照下式计算：

$$B = \frac{I_1}{d_1}$$

式中 I_1 ——转向垂臂上的力矩

d_1 ——加力缸的作用力臂

$$P = \frac{B}{S}$$

式中 B ——加力缸所提供的力

S ——加力缸的最小截面积

表1给出了GLM10型汽车的这种计算和试验的结果以及适合于其最后结果的已知参数。

对于垂臂力矩和车轮转向阻力矩的计算，请参看“转向臂上阻力矩的计算”一章。图2表示了各个部件的布置情况。

已经证明，50巴的压力值对于在通常行驶条件下的转向来说是足够了，亦能适当地满足在停车情况下原地小转角下的转向。并且在很低的车速行驶时驾驶员就能以很小的力来操纵方向盘。

表 1

条 件	主销 总力矩	方向盘 力矩无 加力	d_1	动力缸 产生的 力	油压	垂臂 力矩
原地转向 $\theta=0^\circ$	300	10	0.18	1850	58	334
原地转向 $\theta=25^\circ$ (向右)	440	15	0.16	3060	95	490
车速40公里/小时 $\theta=5^\circ$	121	4	0.18	750	23	135
车速15公里/小时 $\theta=30^\circ$ (向右)	260	9	0.16	1810	55	290

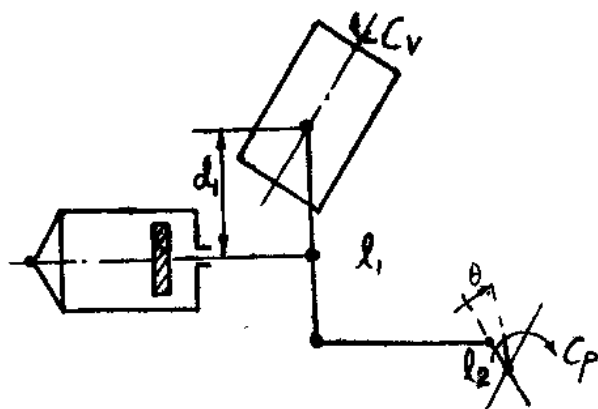


图 5

表 3

条 件	理 论 值			实 际 值		
	力 矩		油压	方向盘	油压	主销
	主销	方向盘		力矩		总力矩
原地转向 $\theta=0^\circ$	300	1.35	50			
$\theta=6^\circ$ (向右)				5	50	390
$\theta=25^\circ$ (向右)	440	7	50			
车速40公里/小时 $\theta=5^\circ$	121	0.7	19	1.5	19	141
车速15公里/小时 $\theta=30^\circ$ (向右)	260	1.2	42	2.6	44	330

$$\text{主销总力矩} = K \cdot \text{方向盘力矩} + PS \cdot \frac{d_1 l_2}{l_1}$$

5. 确定油泵和转向速度

实际上，加力缸尺寸最终将由它的缸径和行程所确定，而转向速度的规范就确定了所需的流量，同时也就确定了油泵。

关于转向速度的规范，一般认为，车轮的整个转向动作（从右向左或从左向右）在最良好的条件下应该在 6 秒钟内完成。

同时，车轮的整个转向动作一般也应在方向盘转动 6 圈下完成，也就是说车轮的整个转向动作应该在每秒钟内方向盘转动 1 圈的速度下完成。这是一个驾驶员所能达到的最大能力。另外，假如还要提高转向操纵的方便性的话，就感到驾驶员的安全性和部件的可靠性将降低，所允许的转向速度与汽车的稳定性不相适应，并将引起传到转向和悬挂部件上的作用力增加。

油泵的流量计算按下式进行：

$$Q = \frac{S \cdot A \times 60 \times 10^{-4}}{t \cdot \eta} \quad \text{升/分}$$

式中 S ——加力缸的最大截面积，厘米²

A ——加力缸行程，毫米

t ——转向时间，秒

η ——容积效率

一般可取容积效率的平均值为 0.8，其中包括了分配阀和加力缸的泄漏，即在各元件的特性表中指出的在最大工作压力下所允许的最大泄漏量是：加力缸为 2 升/分，分配阀为 1 升/分。

因此对于 GLM10 汽车而言，所希望的油泵流量应是：

加力缸直径：φ70 毫米

加力缸行程：230 毫米

$$Q = \frac{38.5 \times 230 \times 60 \times 10^{-4}}{6 \times 0.8} = 11 \text{ 升/分}$$

可是，我们知道油泵是由发动机在转速400和2100转/分之间驱动，油泵的流量也在同样的比例关系内变化。因此6秒的转向时间若是指2100转/分的转速下时，则在发动机总速时转向时间将达到31秒。这就必需预先装一个使油泵所提供的流量能明显地不变的装置，不管油泵的转速随着发动机如何的变化，以便有可能在发动机总速时同样能使汽车具有良好的转向操纵。

这个问题的解决主要在于装一个在发动机总速下能提供足够流量的并带有流量限制阀的油泵。为了限制在驱动油泵时的能量消耗，开始限制流量的转速是选在高于发动机总速。实际上，如果 Q_1 是使用流量， Q_2 是在流量限制阀开启之前由油泵所提供的流量，则压力为 P 时，油泵的使用功率是 Q_1P ，油泵的供给功率是 Q_2P ，因此流量限制阀的效率是 Q_1/Q_2 。

另一方面，通常我们购买现成的油泵，并在制造厂所限定的范围内调整转速，同时考虑用皮带或用齿轮驱动的可能性。

$$Q_2 = \text{容积排量} \times \text{转速}$$

因此驱动油泵所需的最大功率应按油泵的最大转速来计算：

$$W = Q_2 P = \frac{\text{容积排量(厘米}^3/\text{转)} \times \text{转速(转/分)} \times \text{压力(公斤/厘米}^2\text{)} \times 10^{-2}}{\text{机械效率} \times 60 \times 75} \text{ 马力}$$

这里所取的容积排量是从流量特性推导出来的。（考虑油泵的液力效率在内）。机械效率应取等于0.9。

图6给出了GLM10（旧），GLM10，GLM12三个车型转向所需的最小流量和时间与油泵和发动机转速间的关系：

（1）最初的GLM10型汽车的方案，油泵948270073由皮带轮驱动，升速比1.74，当发动机的转速范围是400~2000转/分时，油泵转速是700~3650转/分。

(2) 目前的GLM10型汽车的方案, 油泵948270074由皮带轮驱动, 转速相同而流量高于前者。

(3) GLM12型汽车目前的方案, 油泵948270075由传力板驱动, 升速比1.73, 当发动机的转速范围是500~2200转/分时油泵转速是860~3800转/分。

在图6上求出容积排量之后, 按前式就可计算在50巴的压力下的最大消耗功率, 其计算结果如下:

油 泵	最大转速	容 积 排 量	消 耗 功 率
943270073	3650	4.7	1.9马力
943270074	3650	7.95	3.1马力
943270075	3800	7.65	3.2马力

从以上数值中不难看出, 为了改善油泵在低转速范围内的工作能力, 即增大其容积排量, 则所消耗的功率有明显的增加。

在油泵的特性参数表中明文规定了同供应厂家商定的特性允许偏差值如下: 在流量和压力值上的允差限制在10%以内, 并规定了在50巴压力下低转速时相应于7.05厘米³/转的容积排量的最小流量值。

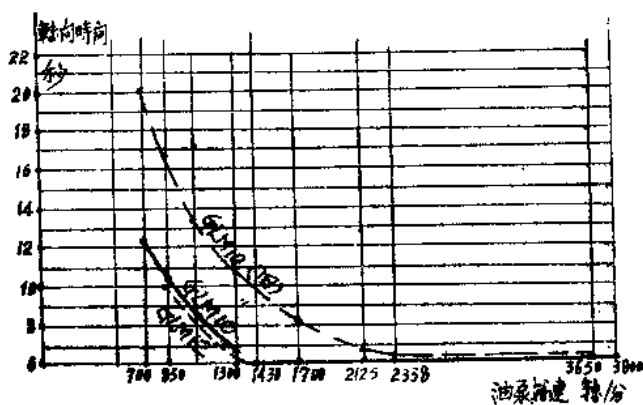
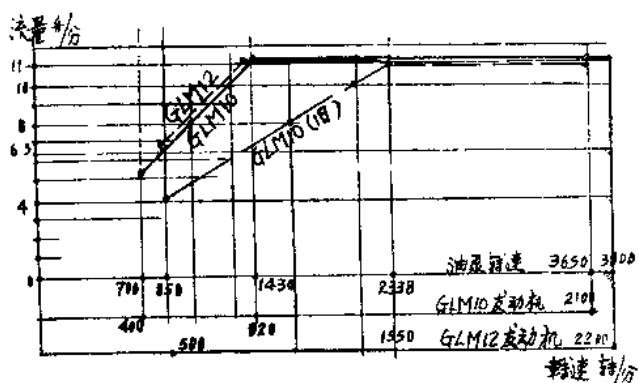


图6 油泵流量，转向时间与油泵转速关系

6. 分配阀的设计 转向的

正确性 道路感觉

分配阀的作用应能定向地控制液流，并能通过前面所计算得出的流量。在分配阀的原始位置（中间常流位置）下液流的通过不应在加力缸上产生较大的不平衡力。同分配阀的供应厂家商定，在其原始位置时在分配阀中的总压力损失当最大流量为 12 升/分时应低于 4 巴。考虑到在分配阀的原始位置下 4 个通道截面是均等的，作用在加力缸两腔内的压力也相等，这个压力长低于 2 巴，因此作用在加力缸活塞上的力仅仅是由于活塞杆造成的截面差与 2 巴压力的乘积的结果，这个力等于 $2 \times 6 = 12$ 公斤。这样一个力实际上不足以克服转向传动件的干摩擦，汽车没有偏离直线行驶的趋向就证明了这一点。然而这还不是确保分配阀实际上能处在原始位置的有效方法，而定心弹簧的存在和在定心弹簧作用下分配阀获得中间位置时压力损失低于 4 巴允差的共同结果。

对于在公路上直线行驶的转向操纵来说，比如为了小角度地校正行驶方向，或是为了靠近正常的公路边，都要求在方向盘和车轮之间有一个直接的刚性的连接。这个要求是借助于采用可调正予压力的定心弹簧来满足的。而定心弹簧的予压力是不能用计算方法来确定的，相反可通过直线行驶和校正行驶的简易试验就能够很容易地判断：如果驾驶员校正行驶方向很频繁，这就说明定心弹簧的予压力太弱，致使分配阀的直线行驶区域太狭窄。在 GLC 型汽车上试验过，并成批地安装在 GLC 型汽车上的同一种分配

阀，在 GLM10 车上试验时可立即看出该分配阀是令人注意的。该定心弹簧的预压力是15公斤的4倍（弹簧的刚度是15公斤/毫米，压缩量是1毫米），即60公斤，则在车轮上产生的力矩是

$$C_R = \frac{F_t \times l \times l_2}{l_1} \quad \begin{array}{l} l_1: \text{垂臂长度} \\ l: \text{摇臂的曲拐长度} \\ l_2: \text{转向节臂长} \end{array}$$

$$= \frac{60 \times 0.125 \times 0.258}{0.335} = 5.8 \text{ 公斤} \cdot \text{米}$$

表2作为指标性地列出了不同车辆的车轮行驶力矩。

转向正确性的第二种表现是转向加力系统的压力达到额定值时所必需的方向盘的位移量的大小。在加力缸的腔内和在分配阀上游处压力的增长，事实上是与滑阀的位移量有关，因而在车轮的实际位置和理论位置（符合于无加力转向时方向盘位置的车轮位置）之间必需允许有一个偏差。前面说过，分配阀处在原始位置时液流的通过压力要求低于4巴，就需要有一个最小的通过截面，该截面由制造者确定，而在滑阀上的这一最小间隙应反应在其压力升高曲线上。另一方面，如果定心力是正确的（足够大的）话，就无需过渡地减小这个最小间隙，仍能保持渐近或地控制加力的液压。

可以用下列公式来计算方向盘和车轮相应于滑阀位移的转动量（假定在车轮或方向盘是固定的任何一种情况下）：

$$\text{方向盘的转动量 } \alpha = 360^\circ \times \frac{j}{p} \quad (\text{当车轮固定时})$$

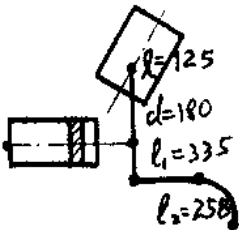
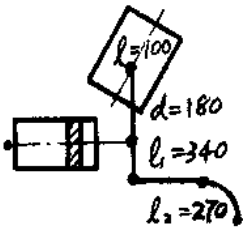
$$\text{车轮的转动量 } \beta = \frac{\alpha}{K} \quad (\text{当方向盘固定时})$$

式中 p —转向器螺杆的螺距

j —滑阀位移量

k —方向盘至车轮间的转向力传动比

表 2 各 种 加 力

车 型	GLM12—TLM12	GLR10—TLR10
用 途	工 地 用 车	工 地 用 车
前轴负荷	6000	4500/4800
转 向 加 力 简 图		
型 号	FDT55 摇臂曲拐长 125	FDT54 摇臂曲拐长 100
传 动 比	33.4 螺距: 22	26.5 螺距 22
定心弹簧 预加压力	F=60 公斤	F=60 公斤
方向盘的 转 动 量	$\alpha' = 360^\circ \times \frac{1}{P} = 7.4^\circ$	$\alpha = 360^\circ \times \frac{1}{P} = 7.4^\circ$
车 轮 的 转 动 量	$\beta = \frac{\alpha}{K} = 0.29^\circ$	$\beta = \frac{\alpha}{K} = 0.35^\circ$
在 车 轮 上 产生的力矩	$C_R = F \times \frac{l \times l_2}{l_1}$ = 5.8 公斤·米	$C_R = F \times \frac{l \times l_2}{l_1}$ = 4.75 公斤·米