

## 专论综述

## 轮胎负荷计算及 TRA 推荐式

黄世权

(贵州轮胎厂 550088)

**摘要** 讨论了 TRA(美国轮胎轮辋协会)负荷推荐式中理想轮辋上断面宽的定义值及其应用, 研究分析该式立式的背景及内涵。

**关键词** 负荷计算, TRA 推荐式, 理想轮辋

轮胎负荷计算是结构设计的一个环节并被列入设计说明书中。汽车及轮胎的专著提出过若干种充气轮胎的负荷计算式。就实用性和操作性而论, TRA 推荐式较好并得到广泛应用。TRA 推荐的负荷公式的特点是采用 62.5% 轮辋上的断面宽  $S_0$  (或记为  $S_{0.625}$ ), 而不直接用设计轮辋上的断面宽  $S$  计算, 断面宽和气压的指数恒定。70 年代以来, 载重汽车逐渐采用宽轮辋,  $C/S$  (轮辋宽度与断面宽度之比) 值由 0.6—0.65 提高至 0.69—0.71, 有人误认为要用  $S_{0.70}$  替代  $S_{0.625}$  并出现于一些比较正式的技术文件中, 亦有一些设计者用  $S_d$  替代  $S_{0.625}$ 。这表明设计者选值的随意性。理想轮辋断面宽选择不当, 会使负荷计算失真, 计算流于形式。

### 1 载重系列理想轮辋上断面宽值的定义

TRA 推荐式源于海尔经验公式。无论是海尔式还是 TRA 推荐式, 理想轮辋上断面宽的值都明确无误定义为  $S_{0.625}$ , 而无  $S_{0.70}$  的说法, 比如最早见到的海尔式为<sup>[1]</sup>:

$$W = A \cdot K \cdot P^{0.585} (D_R + S_0) S_0^{1.39} \quad (\text{英制}) \quad (1.1)$$

$$S_0 = S + (0.625S_0 - C)0.46 \quad (1.1.1)$$

式中  $W$  为轮胎负荷;  $A$  为速度系数, 公路条件下  $A=1$ ;  $K$  为负荷系数, 载重轮胎  $K=0.425$ , 轿车轮胎  $K=0.465$ 。(1.1.1) 式中,  $0.625S_0$  表示 62.5% 的理想轮辋宽度,  $C$  为设计轮辋宽,  $S$  为设计轮辋上的断面宽。右式

中括号内表示理想轮辋宽和设计轮辋宽之差, 0.46 为系数, 轮辋增减 1 英寸, 相应的断面宽变化为 0.46 英寸。由 (1.1.1) 式可见,  $S_0$  为 62.5% 轮辋上的断面宽。

目前 TRA 推荐式为:

$$W = 0.425K \cdot P^{0.585} (D_R + S_0) S_0^{1.39} \quad (\text{英制}) \quad (1.2)$$

$$W = 0.231 \times 0.425K \cdot P^{0.585} \cdot (D_R + S_0) S_0^{1.39} \quad (\text{公制}) \quad (1.2.1)$$

$$S_0 = S \frac{180^\circ - \sin^{-1}(C/S)}{141.3^\circ}$$

(1.2.1) 式虽然形式上和 (1.1.1) 式不同, 但仍然是以 62.5% 理想轮辋为基准<sup>[2]</sup>。此式中  $K=1.1$ , 亦可看作为  $0.425 \times 1.1 = 0.4675$ , 此值比 (1.1) 式的 0.425 有所提高。下面以一算例说明。

轮胎规格 9.00—20 14PR, 设计轮辋宽度  $C=17.8\text{cm}$ , 设计断面宽度  $S=25.9\text{cm}$ , 轮辋公称直径  $D_R=51.2\text{cm}$ , 轮胎内压  $P=7\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ 。

取  $S_{0.625}$  定义值计算:

$$S_{0.625} = 25.9 \times \frac{180^\circ - \sin^{-1}(17.8/25.9)}{141.3^\circ} = 25.036(\text{cm})$$

$$W = 0.231 \times 0.425 \times 1.1 \times 7^{0.585} \times (51.2 + 25.036) \times 25.036^{1.39} = 2257(\text{kg})$$

取  $S_{0.70}$  定义值计算:

$$S_{0.70} = S \frac{180^\circ - \sin^{-1}(C/S)}{135.6^\circ} \quad (1.2.2)$$

$$S_{0.70} = 25.9 \times \frac{180^\circ - \sin^{-1}(17.8/25.9)}{135.6^\circ}$$

$$= 26.089(\text{cm})$$

$$W = 0.231 \times 0.425 \times 1.1 \times 7^{0.585}$$

$$\times (51.2 + 26.089) \times 26.089^{1.39}$$

$$= 2307(\text{kg})$$

按GB2977—89推荐的负荷值为2255kg,取 $S_{0.625}$ 定义值计算的结果和推荐值非常接近,取 $S_{0.70}$ 定义值计算的结果偏差+2.3%。据核算,按推荐式计算的载重系列轮胎的负荷偏差不超过0.5%;如果偏差太大,不是说明设计能力有什么富裕,而肯定是计算环节或者取值出错,因为气压-负荷对应表是以TRA推荐式核算、修约化整后制定的。按照标准选定轮胎尺寸和层级,轮胎负荷能力自然达标,因而有人提出负荷计算究竟有无作用的问题。轮胎尺寸设计可以在标准值上、下限范围内选择,比如 $9.00 \times 20$ (\*表示斜交或子午结构,下同),外径 $[1018 \pm (1018 \times 1\%)]\text{mm}$ 即1008—1028mm,断面宽 $[259 \pm (259 \times 3\%)]\text{mm}$ ,即251.2—266.8mm,严格地说取上限值和下限值,轮胎负荷能力是有差别的,新产品(新规格、新品种、新层级)的开发和制定使用条件亦需要负荷计算作为依据。如果对于轮胎负荷能力无法评估,对它的应力状态无法分析,轮胎开发工作就无法摆脱盲目性。

至于 $S_d$ 和 $S_{0.625}$ ,它们所表征的是两种不同断面形状的轮胎,更不可相互替代, $S_d$ 表征扁平胎二次转化后的断面宽度,而国标(GB2977—89,下同)载重系列规格均属于圆形断面而非扁平胎。

## 2 6.50 \* 16 理想轮辋上断面宽定义值

$H/S$ 表征轮胎扁平化程度, $H$ 为设计断面高。早先的圆形胎(或标准型)定义为 $H/S_0=1$ ,高宽尺寸接近,具有圆形断面的特征。继后,TRA以 $S_{0.70}$ 作为设计基准, $H/S_{0.70}$ 为扁平比, $H/S_{0.70}=0.96$ 为圆形胎和扁平胎的

界定值,小于0.96为扁平胎。现国标中轻型载重系列的 $H/S_{0.70}$ 在0.875—0.956之间,计算负荷时以 $S_d$ 替代 $S_0$ 。唯有6.50 \* 16轮胎,扁平比为0.963,按照界定值标准,它不属于扁平胎,但不少的设计说明书中采用 $S_d$ 计算负荷。通过下面的算例可以看出这种算法的不妥之处。

轮胎规格6.50 \* 16 10PR,设计轮辋宽度 $C=14\text{cm}$ ,轮胎外直径 $D=75\text{cm}$ ,设计断面宽度 $S=18.5\text{cm}$ ,轮胎公称直径 $D_R=40.6\text{cm}$ ,计算气压 $P=5.3\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ (子午线轮胎工作气压 $5.6\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ ,计算气压和斜交轮胎一致,仍为 $5.3\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ )。

5°SDC 轮辋上负荷计算式

$$W = 0.425K \cdot P^{0.585} (D_d + S_d) S_d^{1.39}$$

(英制)(2.1)

$$W = 0.231 \times 0.425K \cdot P^{0.585}$$

$$\cdot (D_R + S_d) S_d^{1.39} \quad (\text{公制})$$

$$K = 1.197$$

$$S_d = S_{0.625} - 0.637d \quad (2.1.1)$$

$$d = 0.96S_{0.70} - H$$

$d$ 为圆形胎设计断面高减扁平胎断面高,轮胎断面高 $H=17.2\text{cm}$ 。

按(1.2.2)式计算, $S_{0.70}=17.847\text{cm}$

$$d = 0.96 \times 17.847 - 17.2$$

$$= -0.067(\text{cm})$$

$d$ 为负值,表明 $H > 0.96S_{0.70}$ ,即 $H/S_{0.70} > 0.96$ ,因此6.50 \* 16轮胎不应用 $S_d$ 而仍用 $S_{0.625}$ 。使用 $S_{0.625}$ ,计算结果 $W=933.2\text{kg}$ ,低于推荐负荷975kg,偏差为-4.27%。在轻型载重系列中唯此规格有明显偏差,究其原因,可能涉及标准化系列化问题, $C/S$ 是表征断面形状的特征值, $C/S$ 比值接近是形成系列的基础,轻载系列 $C/S=0.65-0.7$ ,唯独6.50 \* 16高达0.756,相似性很差。TRA的6.50 \* 16LT为4.50E轮辋, $C/S=0.629$ ,匹配 $K$ 值1.197,经转换后的 $S_{0.625}$ ,前者低于后者,负荷计算值亦自然偏低。国内外试验表明,轻型载重轮胎 $C/S$ 在0.75—0.80时,其

负荷性能有所提高,因此  $6.50 \times 16$  的负荷系数  $K$  应高于 1.197。TRA 推荐式是经验式,必须和产品系列标准相匹配,比如若使用 TRA 轿车轮胎负荷计算式(见 3.2.1 和 3.2.2)计算国标中的轿车轮胎(斜交结构),负荷误差就会很大,因为该式及  $K$  值与国标中“95”,“88”或“82”系列产品不匹配。郑正仁先生据此导出的公式比较合适。在 TRA 中,70 年代以来已无“95”,“88”和“82”系列,而逐步为公制 P 型轮胎所替代,所剩下的轻载轮胎亦只有  $6.50 \times 16\text{LT}$ ,  $6.70 \times 15\text{LT}$ ,  $7.00 \times 15\text{LT}$  及  $7.50 \times 16\text{LT}$  等 4 种。

### 3 TRA 推荐式的背景及内涵

#### 3.1 圆形断面轮胎及 62.5%理想轮辋

近代轮胎断面趋向扁平化,品种规格趋向多样化;品种单一年代建立起来的海尔式已不能适应要求,因此 TRA 在当代海尔式的基础上对系数或指数作了调整,按品种系列确定负荷系数  $K$ ,开发二次转化值  $S_d$ ,拓展了原式的内涵,但 TRA 工程设计手册<sup>[3]</sup>中无论汽车轮胎、工程轮胎、农业轮胎还是摩托车轮胎的负荷式构型及指数均保持海尔式的格局, $C/S=62.5\%$ , $P$  的指数 0.585, $S_0$  的指数 1.39 仍不变(轿车轮胎除外)。日本工业标准(JIS)推荐的负荷式为  $W=K \times 4 \times 10^{-4} P^{0.585} (D_R + S_0) S_0^{1.39}$  (公制),  $4 \times 10^{-4}$  一项是因为  $S_0$  的单位以 mm 取代 cm 以及合并  $0.231 \times 0.425$  后形成的补偿系数,其实质仍是 TRA 式,中、美、英、日等国轮胎工业都应用 TRA 推荐式。半个多世纪以来,轮胎的品种、结构和材料、工艺技术等均有很大变化,但海尔式构型仍保存于 TRA 中,当年建式的构思可谓独具匠心。 $C/S$ ,  $H/S$  断面形状特征值是影响负荷性能的关键因素,是形成系列的基础,选用理想轮辋这个概念,使一个系列中即使  $C/S$  值稍有不同的轮胎回到相同形状下进行比较,进行计算,有通用的公式和负荷系数,起到一种求同存异的作用,

这是该式的一个特点。至于为什么用 62.5% 而不用 60% 或 65% 这样的整数,尚没有见到文字说明。一般认为海尔式建立于 30 年代,亦有更确切的报道为 1936 年,为此,笔者查阅了 1920—1970 年间断面参数演变资料,1933—1937 年间轮胎  $C/S=0.58-0.64$ ,轿车轮胎  $H/S=1$ ,载重轮胎  $H/S=1.03-1.06$ ,看来这是立式的背景。 $H/S=1$ ,当年的轮胎是圆形断面无疑,这是立式的基础。70 年代以来,载重轮胎先后采用平底宽轮辋, $C/S$  由原来的 0.60—0.65 上升至 0.69—0.71,那么可否用  $S_{0.70}$  取代  $S_{0.625}$ ? 基准改变了,系数或指数会变化。据测算,如果  $K$  值保持不变,以  $S_{0.70}$  代替  $S_{0.625}$  以后其指数不再是 1.39 而是 1.368。因此简单地以  $S_{0.70}$  代替  $S_{0.625}$ ,计算结果偏高是一种虚假高载荷能力,这种算法亦有悖于原式的含义。

#### 3.2 $S_d$ 的定义值

不同扁平比的轮胎,即使断面宽和轮辋相同[以(1.2.1)式计算,其  $S_{0.625}$  相同],其负荷能力并不一致,比如下面两种轮胎:

(1) 规格 6.40—13(95 系列),轮辋  $4 \frac{1}{2}J$ ,断面宽  $S=163$ ,外直径  $D=642$ ,气压  $P=2.4\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ ,负荷  $W=505\text{kg}$ 。

(2) 规格 6.45—13(82 系列),轮辋  $4 \frac{1}{2}J$ ,断面宽  $S=167$ ,外直径  $D=600$ ,气压  $P=2.4\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ ,负荷  $W=470\text{kg}$ 。

对于扁平轮胎来说,不能直接以  $S_{0.625}$  代入计算负荷,因为它已不能表征几何因素对负荷的影响。那么负荷式是沿用原来的模式还是另立新式呢?TRA 的做法是保持原来的模式,但对扁平轮胎的  $S_{0.625}$  进行调整,算出其二次转化值  $S_d$ 。 $S_d$  定义值的基本思想是将扁平胎转化为虚拟的等效圆形胎, $S_d$  是等效圆形胎理想轮辋上的断面宽,它是在  $S_{0.625}$  基础上进行缩小,扁平比越低,缩小量越大[见(2.1.1)式]。以  $7.50 \times 15$  算例说明:

外直径  $D=78\text{cm}$ , 轮辋直径  $D_R=38\text{cm}$ ,  
断面宽  $S=21.5\text{cm}$ , 轮辋宽  $C=15.2\text{cm}$ 。

$$H=(78-38)/2=20$$

$$S_{0.625}=21.5 \frac{180^\circ-\sin^{-1}(15.2/21.5)}{141.3^\circ}$$
$$=20.54$$

$$S_{0.70}=21.5 \frac{180^\circ-\sin^{-1}(15.2/21.5)}{135.6^\circ}$$
$$=21.4$$

$$d=0.96S_{0.70}-H=0.544$$

$$S_d=S_{0.625}-0.637d=20.19(\text{cm})$$

如果以数字描述虚拟圆形胎, 则  $H \approx S_d$ , 虚拟外直径为  $38+2 \times 20.19=78.38(\text{cm})$ , 比原型胎  $78\text{cm}$  略大, 断面宽  $S_d=20.19\text{cm}$ , 比原型胎 ( $S_{0.625}=20.54\text{cm}$ ) 略小, 形成的虚拟等效胎既具有圆形胎的特征又具有原型胎的负荷力, 这样,  $S_d$  可以代入 (1.1) 式中计算负荷, 代入后形成 (2.1) 式。可见 (2.1) 式是由 (1.1) 式发展而来的。TRA《工程设计手册》规定<sup>[3]</sup>, 轮胎的断面宽按 70% 轮辋宽设计, 扁平比按  $H/S_{0.70}$  定义。在  $d=0.96S_{0.70}-H$  式中,  $0.96S_{0.70}$  表示圆形断面轮胎的断面高。由式 (1.2.1) 和 (2.1.1) 可得  $S_{0.625}=0.96S_{0.70}$ , 但在计算  $d$  的公式中不用  $S_{0.625}$  而用  $0.96S_{0.70}$ , 表明  $S_{0.70}$  在 TRA 标准中的地位 and 作用有加强的趋势, 因而提出  $S_{0.70}$  的算式 (2.1.1) 也就必要了。但它并不是直接替代  $S_{0.625}$ , 这是常引起许多设计者误解的。

轿车轮胎的气压指数有发展变化; 最早为 0.585 (和载重轮胎一致), 继后调整为 0.558 (3.2.1 式), 70 年代后期形成的 P 型公制系列轿车轮胎调至 0.5 [见 (3.2.3) 式]。

轿车轮胎负荷计算式<sup>[3]</sup>:

字母系列轿车轮胎负荷式:

$$W=0.425K \cdot P^{0.585}(D_R+S_0)S_0^{1.39}$$

(英制) (3.2.1)

$$S_d=S_{0.625}-0.637d \quad (3.2.2)$$

$$d=0.96S_{0.70}-1.01H \text{ (普通断面)}$$

$$d=0.96S_{0.70}-1.02H \text{ (低断面)}$$

$$K=1.70 \text{ (78 系列, 斜交轮胎)}$$

$$K=1.743 \text{ (78 系列, 子午线轮胎)}$$

$$K=1.655 \text{ (50—70 系列, 非 P 型轮胎)}$$

P 型公制系列轿车轮胎负荷计算式<sup>[3]</sup>:

$$W=6.67 \times 10^{-5} P^{0.5} (D_R+S_d) S_d^{1.39}$$

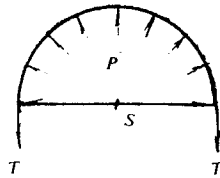
(国际单位) (3.2.3)

P 型公制轮胎规格示例: P185/70SR13。

我国标准及 ETRTO, JIS 均不用 P 字头。从 (3.2.3) 式看, 气压指数降低, 气压对负荷的影响趋向平缓, 反映了扁平宽断面子午线轮胎力学特性的变化。 $6.67 \times 10^{-5}$  是因气压和其它长度单位取国际单位及合并负荷系数  $K$  后形成的补偿系数。(3.2.3) 式中  $S_d$  的计算和 (3.2.2) 式相同。

### 3.3 负荷与气压、层级和断面宽度的关系

把轮胎实体模拟为薄膜, 简析其在内压作用下的力学平衡, 如附图所示。



附图 轮胎在内压作用下的受力简图  
依据静力平衡得:

$$2T=S \text{ 或 } T=\frac{1}{2}PS$$

式中  $P$  为内压,  $S$  为断面宽,  $T$  为内压作用下帘布层的张力。上式还可写成

$$\frac{T}{N}=\frac{PS}{2N}$$

式中  $N$  为帘布层数 (或层级)。以  $S_F$  表示  $T/N$ , 为应力系数, 即

$$S_F=\frac{PS}{2N}$$

$S_F$  表征轮胎的爆破安全性, 应力系数越小, 安全性越高。通常强度设计要保持恒定的应力系数, 一般设定在帘布层扯断强度的 1/10 以下。要提高负荷能力, 则相应地提高气压, 增加帘布层数。

### 3.3.1 负荷与气压及帘布层数

提高气压可以增加负荷能力,相应地增加帘布层数以维持恒定的应力系数。 $W=K \cdot P^{0.585}(D_R+S_d)S_d^{1.39}$ ,根据帘线应力计算公式,帘线应力和气压成正比,则有

$$W \propto P^{0.585} \propto T^{0.585}$$

如果负荷增加 1 倍,气压和帘线应力  $T$  增加 2.3 倍,要保持恒定的应力系数,帘布层数  $N$  则与帘线应力  $T$  成正比,帘布层数  $N$  亦按正比增加 2.3 倍。

### 3.3.2 负荷与断面宽

已知  $W=K \cdot P^{0.585}(D_R+S_d)S_d^{1.39}$ ,为使问题简化便于讨论,以轮胎  $D_R=2S$  时分析而得

$$W \propto P^{2.39}$$

保持  $S_F$  不变,如果负荷增加 1 倍,断面宽只需增加 0.34 倍(为原来的 1.34 倍),依据帘线应力公式,轮胎径向尺寸对帘线应力影响较大,而宽断面轮胎直径方向尺寸增加有限,以增加断面宽的办法提高负荷能力比较有利。增加断面宽同时还提高了车辆的乘坐舒适性,而帘布材料增加不多。这也是近十年来轮胎向宽断面发展的原因之一。

## 4 结语

TRA 推荐式以轮胎几何尺寸和气压因素架构负荷计算模式,使用条件、材料、下沉变形和工艺水平等的影响则以负荷系数  $K$  包容。现代轿车子午线轮胎气压指数为 0.5 而不采用 0.585 或 0.558,16 英寸以上窄基工程轮胎及宽基工程轮胎的轮辋名义直径分别以 1.46 和 1.84 修正<sup>[3,4]</sup>,宽基工程轮胎和农业轮胎(低断面) $S_d$  值的计算中  $d$  的系数不固定为 0.637,而依据  $d/S_{0.70}$  的值在 0.637—0.568 间选择,按品种系列制定负荷系数  $K$  等等,虽有其繁琐的一面,但实用性、操作性较好,TRA 式的计算值作为推荐负荷

仅反映静态下轮胎的负荷能力,这种负荷力是和一定的下沉变形量相匹配的,而不同品种类型的轮胎具有不同的下沉率标准。TRA 式不是精确的理论式,它要求同一系列的各种规格轮胎具有较好的断面几何相似性和匹配的  $K$  值。轮胎的力学性质及使用条件极端复杂,目前尚无一个简单的理论公式描述众多品类的轮胎。日本著名轮胎学者酒井秀男在其《轮胎工学》一书中指出:“据说此式(指 TRA 推荐式——笔者注)是对很多轮胎进行耐久试验,并根据这些试验结果导出的经验公式,但其出处不明”。可见该式在一定程度上与轮胎的疲劳寿命有关。至于该式的出处,笔者在《轮胎负荷与回归》<sup>[5]</sup>一文中有讨论,以最小二乘法确定模式中的系数和指数,得出和 TRA 一致的负荷式。

车辆设计选择轮胎规格和负荷时,推荐负荷应高于车辆设计负荷的 10%—20%。试验研究表明,轮胎负荷的选择不但影响耐久性,对舒适性、操纵性亦有影响。在推荐负荷的 80%—90% 时,轮胎具有最大抗偏力,推荐负荷下轮胎径向变形和接地面积适中,接地性好,变形引起的生热亦较低。因此,遵循推荐负荷及气压使用可获得最佳的综合性能和综合效益。

## 参考文献

- 1 Woods E C. Pneumatic tyre design. Revised edition. London: W. Heffer & Sons Ltd., 1955: 95
- 2 霍玉云. 橡胶制品设计与制造. 北京: 化工出版社, 1984: 28
- 3 The tire and rim association. Engineering design information—the tire and rim association. Akron: The tire and rim association Inc., 1990: 2-67-D
- 4 郑正仁, 吴兆芬, 单既宝. 轮胎轮辋气门嘴实用手册. 北京: 轮胎轮辋标准委员会, 1987: 44
- 5 黄世权. 轮胎负荷与回归. 橡胶工业, 1981; 28(6): 16—22