

多档货运索道动力计算方法及结构冲击影响研究*

秦剑¹ 乔良^{1†} 张映晖² 郝玉靖¹ 何勇军²

(1.中国电力科学研究院有限公司,北京 100055) (2.国网山东省电力公司建设公司,济南 250001)

摘要 根据多档索道工作索(承载索和牵引索)及运行小车的相互作用关系,基于有限质点法理论建立质点运动方程,构建了适用于多档货运索道整体结构的动力计算方法.在计算方法中,采用索滑移单元的方式模拟工作索与支架、载荷的滑移接触状态,并提出牵引索循环行进计算方法.应用构建的整体计算方法分析了载荷质量、牵引机牵引速度及承载索长度等主要影响因素作用下运行小车通过货运索道支架时的冲击动力响应,给出了承载索、牵引索及支架的张力变化情况,对实际工程中货运索道钢丝绳、支架等结构的动态冲击性能提出技术要求,可为多档货运索道的设计提供更加科学合理的参考依据.

关键词 多档货运索道, 承载索, 牵引索, 行进索, 有限质点法, 载荷冲击

DOI: 10.6052/1672-6553-2020-016

引言

输电线路货运索道是一种通过钢丝绳承重及传动为主体的机械化搬运通道,由于受地形及气候的影响较小、环保性和经济性较好等优势在架空输电线路工程中应用广泛^[1-3].

货运索道设计计算的核心在于工作索(承载索和牵引索)的计算,直接影响索道经济和安全性能.工作索属于柔性悬索,目前输电线路工程货运索道的设计中主要采用悬链线、抛物线等^[4-7]解析方法计算承载索张力,而牵引索的设计选型则依据经验近似选取,未考虑工作索相互作用、牵引索循环行进、载荷移动及过支架时的冲击等动力学响应,导致索道设计安全因素不能满足技术要求.

在具有移动载荷作用下的悬索动力分析方面,Al-Qassab 等^[8]以货运索道为背景,采用的是经典的 Galerkin 和 Wavelet-Galerkin 方法建立了在可变速度的移动质量作用下任意垂度悬索在水平方向的运动方程;陈自力等^[9]研究了两端固定的悬索在集中载荷点的外激励作用下系统产生的主共振;Sofi 等^[10]将悬索与载荷间以弹簧和阻尼连接的方式研究了下垂悬索与悬索上以任意速度运动的集中质量的相互作用问题;Bajer 等^[11]提出了弦上的

集中质量较大以及运动速度较快时的有限元方法.在行进索的动力学研究方面,Luo 和 Wang 推导了任意初始垂度行进索的刚体位移的线性解析解及非线性解析解,还研究了行进速度对解的稳定性的影响^[12,13];吕乐丰等^[14]研究了轴向行进弦附带单质量-弹簧振子耦合系统的特征值问题.目前对索间耦合的复杂模型研究还较少.

有限质点法是在美国普渡大学 Ting 教授提出的向量式结构力学基础上发展起来的数值计算方法^[15,16].该方法将结构采用点值描述,在计算过程中不涉及刚度矩阵的集成和求逆,也无需迭代求解非线性方程组,程序算法格式较统一、实现较简单,近年来在处理结构大变形如索滑移^[17]等方面取得良好的应用效果.

本文基于有限质点法提出多档货运索道工作索耦合动力分析计算方法,实现承载索与牵引索在载荷移动过程中的相互作用关系,以及牵引索的循环行进,将计算方法应用于载荷过支架时对索道的冲击响应分析中,为多档货运索道设计提供更加有效的计算结果.

1 货运索道基本结构

货运索道主要包括承载索、牵引索、支架、运行

2019-04-11 收到第 1 稿,2019-11-18 收到修改稿.

* 国家电网有限公司总部科技项目(5200-202016148A-0-0-00)

† 通讯作者 E-mail:535215163@qq.com

小车和牵引机等结构部件,其中,当支架仅为2个时,为单档索道;当支架数量超过2个时,为多档索道,如图1所示为2档索道。

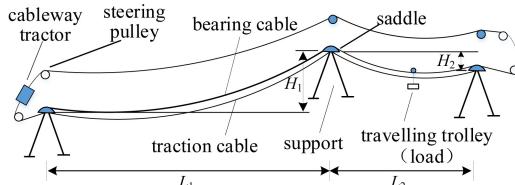


图1 货运索道结构示意图

Fig.1 Diagram of freight cableway

对于 n 档货运索道,档距 L_i ,高差 H_i , $i=1,2,\dots,n$;运行小车(载荷)数量 k ,质量 m_i , $i=1,2,\dots,k$ 。

2 索道动力计算的有限质点法

通过对载荷作用下承载索、牵引索的索形及张力结果进行分析计算,即可得到相应的支架、牵引机等其他结构部件的受力结果。在此基于有限质点法理论建立承载索、牵引索及载荷的动力分析计算模型。

2.1 索道结构的点值描述

在有限质点法中,结构以若干包含质量的点(质点)来描述,质点间通过无质量的单元传递相互作用力,结构的形状及位置变化通过质点的运动来反映。

以2档索道为例,将索道承载索和牵引索离散为若干质点,质点间通过索单元连接,如图2所示。

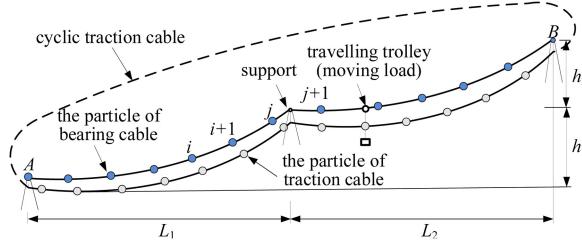


图2 索结构离散示意图

Fig.2 Diagram of cable structure discretization

(1) 承载索及牵引索质点

将承载索和牵引索分别离散为 n^l 、 n^t 个质点,则分别包含 n^l-1 、 n^t-1 个索单元,质点位置向量 x_i^l 、 x_j^t ($i=1,2,\dots,n^l$, $j=1,2,\dots,n^t$),上标 l 表示承载索, t 表示牵引索,则

承载索质点质量 M_i^l 为

$$\begin{cases} M_i^l = \frac{1}{2}q_l(l_{i-1}^0 + l_i^0) (i = 2, 3, \dots, n^l - 1) \\ M_1^l = \frac{1}{2}q_l l_1^0, M_{n^l}^l = \frac{1}{2}q_l l_{n^l-1}^0 \end{cases} \quad (1)$$

式中, q_l 为承载索单位长度质量, l_i^0 为第 i 个承载索单元初始长度。

牵引索质点质量 M_j^t 为

$$M_j^t = \frac{1}{2}q_t(\bar{l}_j^0 + \bar{l}_{j+1}^0) (j = 1, 2, \dots, n^t) \quad (2)$$

式中, q_t 为牵引索单位长度质量, \bar{l}_j^0 为第 j 个牵引索单元初始长度。牵引索为循环闭合索,因此,牵引索所有质点的质量均相同。

(2) 载荷质点

运行小车(载荷)相对于整个索道系统而言非常小,可直接视为移动质点,质量为 M_s^P ($s = 1, 2, \dots, k$),上标 P 代表运行小车(载荷)。

为简化计算,设定载荷固结于牵引索第 j_s 个质点上,则相应牵引索质点质量为

$$M_{j_s}^t = \frac{1}{2}q_t(\bar{l}_{j_s-1}^0 + \bar{l}_{j_s}^0) + M_s^P \quad (3)$$

(3) 索长及质点初始位置

有限质点法计算时,需给定初始单元长度及质点的初始位置。质点的初始位置可通过初始索形(仅在重力作用下)得到,承载索及牵引索初始单元长度可通过初始索长 s_0 根据长度划分得到,实际可按等长划分。

2.2 质点运动方程

根据有限质点法理论,质点在力的作用下发生运动,运动过程遵循牛顿第二定律。考虑结构阻尼影响,引入阻尼力 f_{dmp} ,得到质点 i 的运动方程为

$$M\ddot{x} = F_i + f_{dmp} \quad (4)$$

式中, M 为承载索或牵引索质点的质量; \ddot{x} 为质点加速度矢量; F_i 为质点 i 所受作用力矢量; $f_{dmp} = -\zeta M\ddot{x}$, $\zeta > 0$ 为阻尼因子。

在有限质点法中,质点运动方程采用显式时间积分的中心差分法来求解,得到

$$\dot{x}^{n+1} = (2\dot{x}^n - c_2\dot{x}^{n-1} + \frac{h^2}{M}F_i^n)/c_1 \quad (5)$$

式中, \dot{x}^{n+1} 、 \dot{x}^n 和 \dot{x}^{n-1} 分别为第 $n+1$ 、 n 和 $n-1$ 个时间步的质点位置向量; h 为时间增量步长; $c_1 = 1 + \frac{\zeta h}{2}$,

$$c_2 = 1 - \frac{\zeta h}{2}.$$

中心差分法需要选取合适的时间增量步长 h ,才能保证算法的收敛性。

对于多质点系统,每个质点的运动方程式所要求的时间步长都不相同。对于货运索道系统,选取系统中几何尺度最小的单元,来计算时间增量步长 h ,即

$$h = \min \left(\sqrt{q_i \cdot \frac{\min(l_i^0)}{EA_i}}, \sqrt{q_{i+1} \cdot \frac{\min(l_{i+1}^0)}{EA_{i+1}}} \right) \quad (6)$$

式中, E 为索弹性模量; A_i 为承载索截面面积; A_{i+1} 为牵引索截面面积。

2.3 索单元内力及质点受力计算

(1) 索单元内力

承载索和牵引索属于柔性悬索,索单元计算时作如下假定:索单元仅受轴向拉力,不受压力和弯矩;索单元为线弹性,单元截面积不变。

多档货运索道工作时,载荷沿承载索行进,滚轮与承载索接触,同时承载索及牵引索在支架处也发生接触,因此,在索单元内力计算时,根据单元内是否存在与载荷或支架的接触点将索单元分为两类:存在接触点的为滑移单元,反之为常规单元,如图 3 所示。

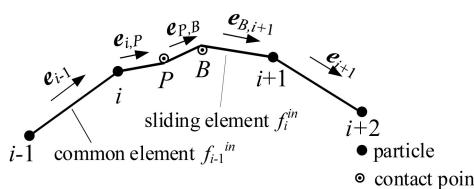


图 3 滑移单元与常规单元

Fig.3 Sliding element and common element

① 常规单元内力

令索弹性模量为 E , 截面积为 A , 常规索单元 $i-1$ 无应力初始长度为 l_i^0 , 则单元内力大小为

$$f_{i-1}^in = EA \frac{l_{i-1} - l_{i-1}^0}{l_{i-1}^0} \quad (7)$$

式中, $l_{i-1} = |\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_{i-1}|$ 为工作索质点 $i-1$ 至 i 的长度, $\mathbf{x}_{i-1}, \mathbf{x}_i$ 分别为质点 $i-1$ 和质点 i 的位置向量。

② 滑移单元内力

由于索单元的长度远小于支架、载荷的间距,因此,滑移单元内最多同时存在 2 个接触点,即当载荷过支架时单元内有 1 个载荷接触点 P 和 1 个支架接触点 B 。

不考虑摩擦时滑移单元内各处张力相等,滑移

单元的纯变形量为单元各段的轴向变形值之和,也即滑移单元的长度改变量。

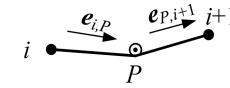


图 4 1 个接触点的滑移单元

Fig.4 Sliding element with one contact point

当滑移单元存在 1 个接触点时(以仅存在载荷接触点 P 为例),如图 4 所示,单元内力大小为

$$f_i^in = EA \frac{l_{i,P} + l_{P,i+1} - l_i^0}{l_i^0} \quad (8)$$

式中, l_i^0 为单元 i 的原始长度; $l_{i,P} = |\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_P|$, 为当前时刻质点 i 至接触点 P 的长度; $l_{P,i+1} = |\mathbf{x}_{i+1} - \mathbf{x}_P|$, 为当前时刻接触点 P 至质点 $i+1$ 的长度。

当滑移单元有 2 个接触点时,如图 3 所示,单元内力大小为

$$f_i^in = EA \frac{l_{i,P} + l_{P,B} + l_{B,i+1} - l_i^0}{l_i^0} \quad (9)$$

式中, $l_{P,B} = |\mathbf{x}_B - \mathbf{x}_P|$, 为接触点 P 至接触点 B 的长度; $l_{B,i+1} = |\mathbf{x}_{i+1} - \mathbf{x}_B|$, 为接触点 B 至质点 $i+1$ 的长度。

(2) 质点受力计算

索上任意质点 i 所受合力 \mathbf{F}_i 为

$$\mathbf{F}_i = M_i \mathbf{G} + \mathbf{f}_i^e \quad (10)$$

式中, \mathbf{f}_i^e 为相邻索单元对质点 i 的合力; $M_i \mathbf{G}$ 为质点 i 受到的重力,其中 M_i 为质点质量, \mathbf{G} 为重力加速度矢量。

以图 3 为例,质点 i 所受相邻索单元的作用合力 \mathbf{f}_i^e 为

$$\mathbf{f}_i^e = \mathbf{f}_{i-1}^in (-\mathbf{e}_{i-1}) + \mathbf{f}_i^in \mathbf{e}_{i,P} \quad (11)$$

式中,质点 i 左侧常规单元对其作用力为 $\mathbf{f}_{i-1}^in (-\mathbf{e}_{i-1})$, \mathbf{e}_{i-1} 为质点 i 左侧常规单元的单位矢量;质点 i 右侧滑移单元对其作用力为 $\mathbf{f}_i^in \mathbf{e}_{i,P}$, $\mathbf{e}_{i,P}$ 为质点 i 右侧滑移单元所连接质点 i 至接触点 P 的单位矢量。

(3) 承载索与牵引索间互相作用力

当第 s 个运行小车与承载索滑移单元 i (节点为 i 及 $i+1$)发生滚动接触,如图 5 所示,接触点为 P ,则承载索对运行小车的作用力(如图 4 所示)为:

$$\mathbf{N}_s^P = \mathbf{f}_i^l \mathbf{e}_{P,i} + \mathbf{f}_{i+1}^l \mathbf{e}_{P,i+1} \quad (12)$$

式中, \mathbf{f}_i^l 为承载索滑移单元内力, $\mathbf{e}_{P,i}, \mathbf{e}_{P,i+1}$ 为接触点 P 两侧的单位矢量。

牵引索对运行小车的作用力(如图 6 所示)为:

$$N_{js}^t = f_{js-1}^t e_{js-1} + f_{js}^t e_{js} \quad (13)$$

式中, f_{js-1}^t 、 f_{js}^t 为与运行小车连接的牵引索单元内力, e_{js-1} 、 e_{js} 为牵引索质点 j_s 两侧单元的方向矢量.

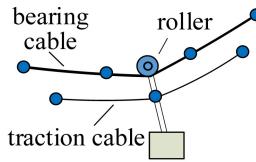


图 5 运行小车与工作索

Fig.5 Travelling trolley and working cables

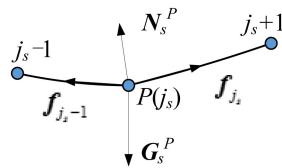


图 6 运行小车受力

Fig.6 Acting force on travelling trolley

2.4 牵引索循环行进分析

牵引索是闭合的连续绳索, 工作时由牵引机带动实现循环运动. 在此提出循环行进索计算方法.

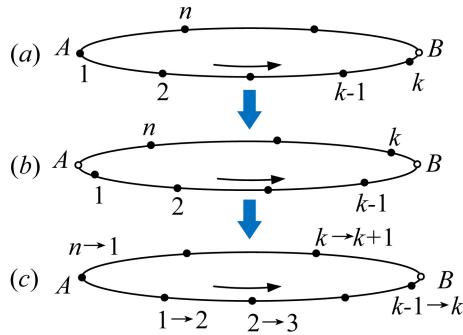


图 7 牵引索运动示意图

Fig.7 Diagram of traction cable movement

将牵引索划分为 n 个单元, 则共有 n 个节点 (闭合绳索), 如图 7 所示. 在初始时刻 t_0 , 节点 1 与起始点 A 重合, 如图 7(a) 所示. 在下一时刻 t_1 , 闭合索循环运动后, 各点位置如图 7(b) 所示. 随着牵引索的运动, 当节点 n 运动到起始点 A 或 A 后时, 如图 7(c) 所示, 则将牵引索节点编号进行重新编号, 记 $n \rightarrow 1, 1 \rightarrow 2, 2 \rightarrow 3, \dots, n-1 \rightarrow n$, 则可进行下一次循环.

对于附着在牵引索上的载荷质点, 在循环中随着牵引索编号的更新而更新, 从而实现载荷的运动.

通过索道端点 A 与牵引索节点 n 间距离的变

化作为牵引索的运动参数, 即 A 、 n 距离的缩短引起循环索各点的位移及各索单元的张力变化.

计算时以单位时间内 A 、 n 缩短的距离作为牵引速度, 通过调整牵引速度, 实现索道载荷运行速度的变化.

在计算中为避免节点更新时产生的振荡, 一般需对末端点限定运动方向.

2.5 索单元与外部质点的接触判断

计算方法中, 涉及工作索质点、载荷质点及支架鞍座与工作索的接触点, 将后两者称为外部质点. 这里不考虑支架鞍座与工作索的接触尺度, 即接触区域视为点接触, 且不考虑鞍座变形.

索道工作时, 载荷随着牵引索的循环行进在承载索上移动, 承载索和牵引索与支架及载荷的接触点也不断发生变化. 因此, 每一步计算过程中需要判断索单元的滑移接触状态.

根据工作索的力学规律, 索单元将向单元内力大的方向滑移, 而接触点相对于索单元则向张力小的方向滑移. 因此, 可采用应变对比法进行单元接触状态的判断. 由于有限质点法中质点在单个时间步长 h 的位移较小, 为提高计算效率, 可根据索单元尺寸事先设定的一个小量 ξ , 只有当滑移索单元的一端质点和接触点间的距离小于 ξ 时才进行接触点和索单元的接触关系判定^[16].

以支架接触点在索单元内的滑移接触判断为例, 假定在任意时刻 t , 接触点 B 和索单元 i 处于接触状态, 质点 i 和接触点 B 间的距离小于 ξ , 如图 8 所示. 下一时刻接触点 B 可能与单元 $i-1$ 、单元 i 相接触, 根据滑移单元内力计算方法计算下一时刻索单元 $i-1$, 单元 i 内的应变:

$$\varepsilon_{i-1} = \frac{l_{i-1,B} + l_{B,i} - l_{i-1}^0}{l_{i-1}^0}, \quad \varepsilon_i = \frac{l_{i,B} + l_{B,i+1} - l_i^0}{l_i^0} \quad (14)$$

式中, $l_{i-1,B} = |\mathbf{x}_{i-1} - \mathbf{x}_B|$, 为节点 $i-1$ 至接触点 B 的长度; $l_{B,i} = l_{i,B} = |\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_B|$, 为 B 至节点 i 的长度; $l_{B,i+1} = |\mathbf{x}_{i+1} - \mathbf{x}_B|$, 为 B 至节点 $i+1$ 的长度.

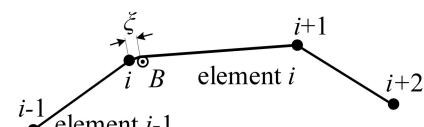


图 8 1 个接触点的滑移判断

Fig.8 Sliding judgment with one contact point

当应变 $\varepsilon_{i-1} > \varepsilon_i$ 时, 代表接触点位于单元 $i-1$ 时的张力较接触点位于单元 i 内时更大, 即接触点更可能位于单元 i 内. 因此, 判断接触点 B 仍处于索单元 i 内, 即索单元 i 为滑移索单元. 反之, 接触点与索单元 $i-1$ 接触, 即索单元 $i-1$ 为滑移索单元.

当索单元内存在 2 个接触点时, 需考虑 2 个接触点同时接近一个单元节点、同时分别接近单元首末节点的情况, 接触判断方法相同.

2.6 整体计算流程

根据上述内容即可建立多档货运索道工作索耦合动力分析模型, 整体计算流程如图 9 所示.

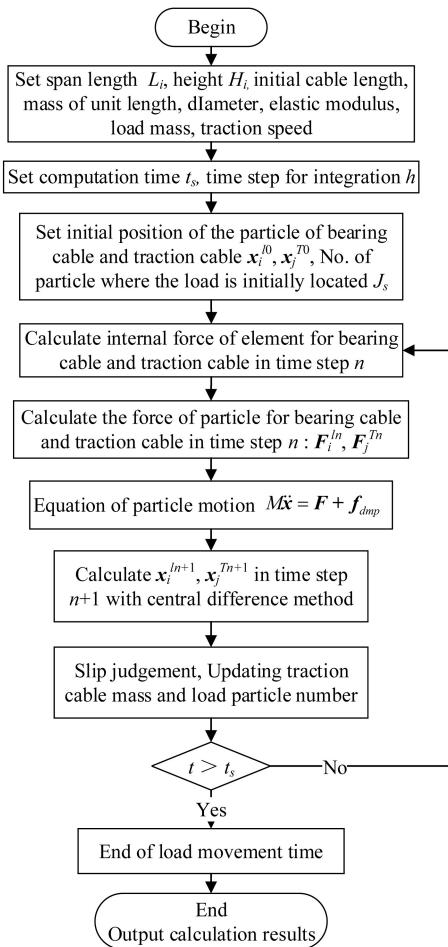


图 9 计算流程

Fig.9 The calculation flow chart

3 算法验证

为验证算法的准确性, 在某特高压输电线路工程开展了多档货运索道试验. 索道共 3 档, 各档档距及高差如图 10 所示. 承载索直径 22mm, 弹性模量 110GPa, 单位长度质量 1.8kg/m; 牵引索直径 13mm, 弹性模量 100GPa, 单位长度质量 0.6kg/m.

承载索初始索长 829.3m, 牵引索初始索长为 832.3m. 承载索单元划分 45 个, 牵引索单元划分 50 个, 时间增量步长为 8.27×10^{-4} s.

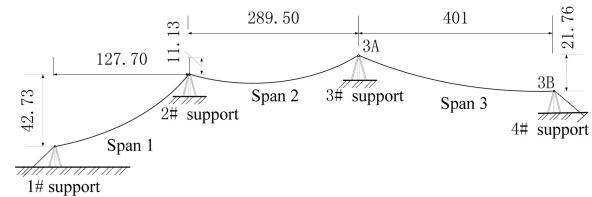
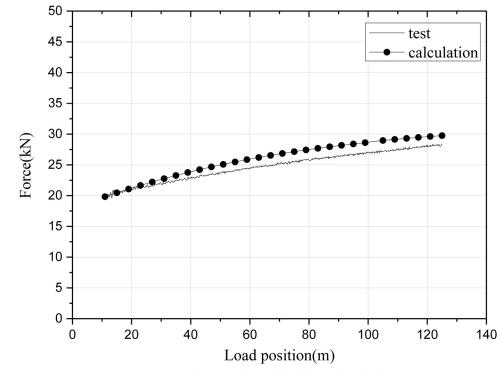


图 10 试验索道示意图(单位 m)

Fig.10 diagram of the test cableway (m)

以索道档 3 内载荷运行为例, 在档 3 内起始端悬挂 450kg 载荷行进 114m, 得到试验档 3A 点承载索切向张力及 3#支架的滑移量试验数据, 与本文计算方法得出的结果进行对比, 结果如图 11 所示. 试验档 3A 点张力通过在此处并联 20t 无线拉力传感器进行测量; 滑移量通过在支架上固定激光测距仪, 承载索上安装反光板, 从而实现测量.



(a) 档3A点承载索切向张力
(a) Tangential tension of bearing cable at support 3A

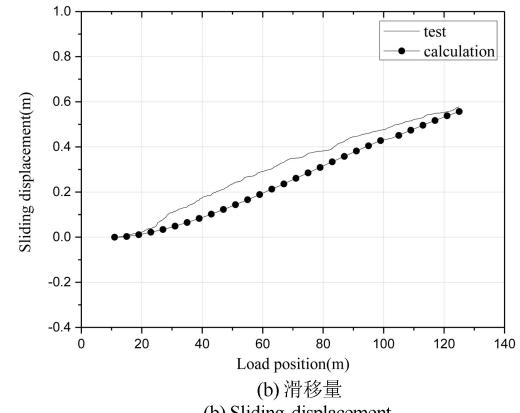


图 11 试验结果与计算结果对比

Fig.11 Comparison of the results

由图 11 可知, 档 3A 点切向张力的计算结果与试验结果变化趋势基本一致, 计算得到承载索最大

切向张力 29.76kN, 试验结果为 28.37kN, 相对误差为 4.5%; 同时, 计算得到 3# 支架处承载索的滑移量结果也与试验结果一致, 说明计算方法准确可靠, 能够满足工程计算需求.

4 运行小车过支架冲击动力分析

在多档索道的运输中, 运行小车通过支架的鞍座前, 运行小车移动速度变慢, 牵引力增大; 当运行小车通过鞍座后, 承载索受载荷作用, 索形迅速改变, 运行小车沿承载索产生向下冲击, 直到在承载索、牵引索的共同作用下达到动态平衡. 如图 12 所示.

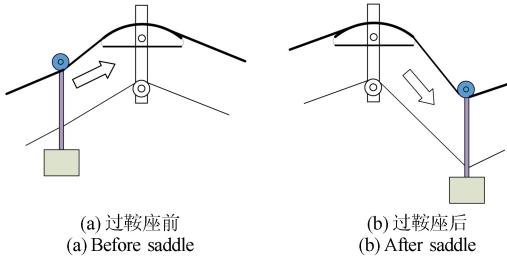


图 12 运行小车过鞍座示意图

Fig.12 Diagram of travelling trolley passing through saddle

对于大载荷工况, 载荷产生的冲击作用较为明显, 承载索张力、牵引索张力、支架载荷均有显著的振荡变化.

在工程施工中, 随着载荷连续通过支架, 对鞍座横轴、支架与支腿连接件、拉线、支腿基础等索道部件造成反复冲击, 极易产生横轴金属疲劳、螺栓松动、基础塌陷等情况, 产生施工安全隐患. 因此应在索道结构安全系数的取值上考虑冲击过程对结构的影响.

在此采用本文提出的计算方法对运行小车过鞍座冲击效应进行分析.

以某输电线路工程 2 档货运索道为例, 跨距分别为 350m、240m, 高差分别为 130m, 70m. 承载索 $\varphi 30\text{mm}$, 单位长度质量 3.42kg/m , 弹性模量 110GPa ; 牵引索 $\varphi 26\text{mm}$, 单位长度质量 2.57kg/m , 弹性模量 110GPa . 承载索初始长度为 624.52m, 牵引索初始长度为 627.52m. 承载索单元划分 20 个, 牵引索单元划分 24 个, 时间增量步长为 0.0011s.

在地形确定的条件下, 运行小车通过支架时对索道的冲击作用主要受载荷质量、牵引速度及承载索中挠系数的影响. 下面对各个因素分别进行分析

计算, 从而得到不同因素对索道冲击的影响程度.

4.1 载荷质量对冲击影响分析

考虑载荷质量为 2t、3t 和 4t 的运行小车以牵引机牵引速度 30m/min 情况下, 通过鞍座时承载索、牵引索及支架的张力变化.

计算得出不同载荷质量的运行小车通过支架时承载索、牵引索及支架的张力变化规律基本一致, 如图 13 所示为载荷质量 3t 的运行小车通过支架鞍座时承载索、牵引索及支架受力变化曲线. 具体受力变化结果如表 1 所示.

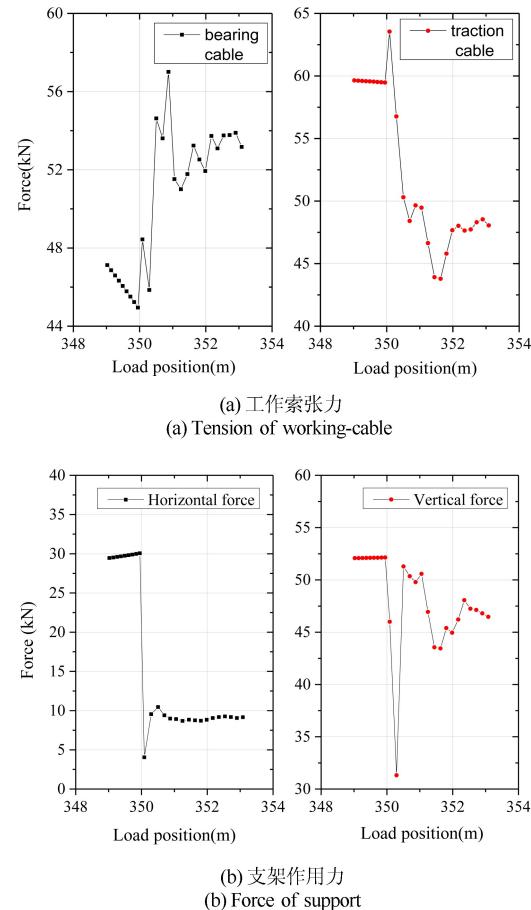


图 13 工作索及支架受力变化曲线

Fig.13 Force curves of working cable and support

当载荷通过支架鞍座后, 承载索张力迅速增大, 牵引索张力迅速减小, 受冲击影响工作索张力显著变化, 并伴随小幅振荡. 由表 1 可知, 随着载荷质量增加, 工作索张力变化幅度随之增大, 当载荷质量为 4t 时承载索张力变化幅度可达 38.65%, 单位时间内张力变化速率达到 77.01kN/s ; 牵引索张力变化幅度可达 47.93%, 单位时间内张力变化速率达到 74.31kN .

表1 工作索及支架受力变化

Table 1 Force variation of working cable and support

Load mass(t)		2	3	4	
Bearing cable	Max(kN)	52.26	57.01	59.01	
	Min(kN)	46.23	44.95	42.56	
	Amplitude of variation	13.03%	26.83%	38.65%	
	Speed of change(kN/s)	28.44	77.72	77.01	
Traction cable	Max(kN)	48.62	63.54	70.97	
	Min(kN)	38.35	43.79	47.98	
	Amplitude of variation	26.75%	45.12%	47.93%	
	Speed of change(kN/s)	30.79	58.63	74.31	
Support	Max(kN)	Horizontal force	21.24	30.06	41.32
	Min(kN)	Vertical force	46.82	52.14	63.41
	Speed of change(kN/s)	Horizontal force	1.36	4.05	7.03
		Vertical force	20.5	31.32	46.15
	Horizontal force	176.06	230.44	303.73	
	Vertical force	188.58	176.89	118.82	

载荷通过支架鞍座时,支架所受作用力的变化率随着载荷质量的增加而有所降低;支架水平作用力仅在载荷通过鞍座时迅速减小,通过鞍座后基本保持稳定,单位时间内水平力变化速率最大为303.73kN/s;垂直下压力在发生剧烈变化后呈现一定幅度的振荡,单位时间内下压力变化速率最大为188.58kN/s.

4.2 牵引速度对冲击影响分析

考虑载重2t的运行小车分别在牵引机牵引速度为15m/min、30m/min和60m/min时通过支架鞍座时对承载索、牵引索及支架的张力变化。

计算得到不同牵引速度下的运行小车通过支架时承载索、牵引索及支架的张力变化规律基本一致,图14为运行小车在牵引机牵引速度为30m/min时通过支架鞍座时承载索、牵引索及支架受力变化曲线。具体受力变化结果如表2所示。

经计算可知,随着牵引机牵引速度的增加,运行小车通过支架鞍座后对承载索张力的变化幅度和张力变化率随之增加,而牵引索张力的变化幅度却略微减小,张力变化率增加;当牵引速度60m/min时,承载索张力变化幅度达到38.39%,单位时间内张力变化速率最大达到68.02kN/s;牵引索张力变化幅度达到21.78%,单位时间内张力变化速率最大达到42.51kN/s。

表2 工作索及支架受力变化

Table 2 Force variation of working cable and support

Traction speed(m/min)		15	30	60	
Bearing cable	Max(kN)	50.17	52.26	55.39	
	Min(kN)	47.07	46.23	40.03	
	Amplitude of variation	6.58%	13.03%	38.39%	
	Speed of change(kN/s)	9.15	13.35	68.02	
Traction cable	Max(kN)	42.06	48.62	64.28	
	Min(kN)	33.03	38.35	52.79	
	Amplitude of variation	27.32%	26.75%	21.78%	
	Speed of change(kN/s)	19.98	30.84	42.51	
Support	Max(kN)	Horizontal force	20.1	21.24	23.81
	Min(kN)	Vertical force	42.89	46.82	45.85
	Speed of change(kN/s)	Horizontal force	8.67	1.36	4.48
		Vertical force	38.56	20.5	16.58
	Horizontal force	99.85	176.06	102.02	
	Vertical force	26.31	188.58	97.43	

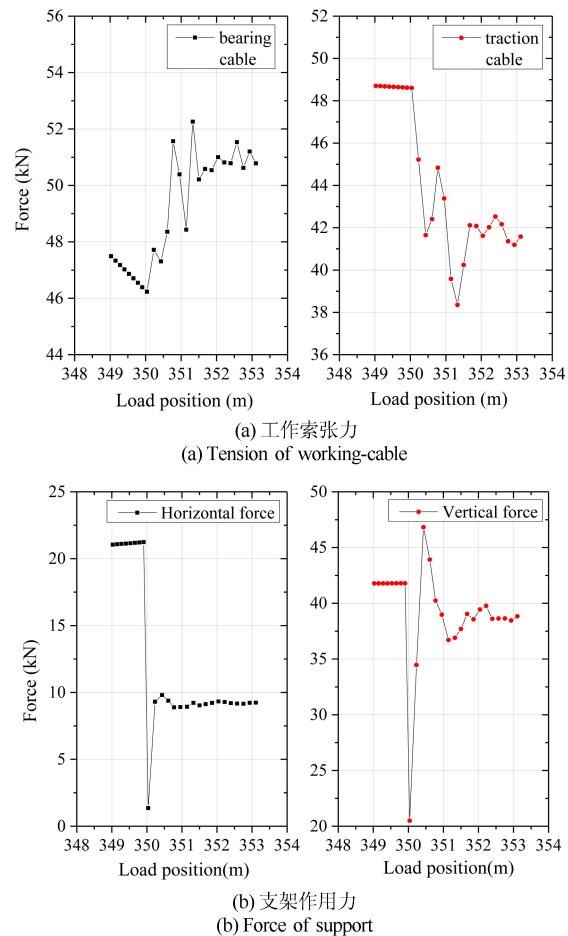


图14 工作索及支架受力变化曲线

Fig.14 Force curves of working cable and support

载荷通过支架鞍座时,支架所受作用力的变化率随着牵引机牵引速度的增加而增大;支架水平作用力仅在载荷通过鞍座时迅速减小,通过鞍座后基本保持稳定,单位时间内水平力变化速率最大为176.06kN/s;垂直下压力在发生剧烈变化后呈现一定幅度的振荡,单位时间内下压力变化速率最大为188.58kN/s.

4.3 承载索长度对冲击影响分析

考虑载重2t的运行小车分别在承载索长度为623.32m、624.52m和625.21m的索道上以牵引机牵引速度30m/min通过中间支架鞍座时对承载索、牵引索及支架的张力变化.

通过计算得到不同承载索长度下运行小车通过支架时承载索、牵引索及支架的张力变化规律基本一致,图15为承载索长度625.21m时承载索、牵引索及支架受力变化曲线.具体受力变化结果如表3所示.

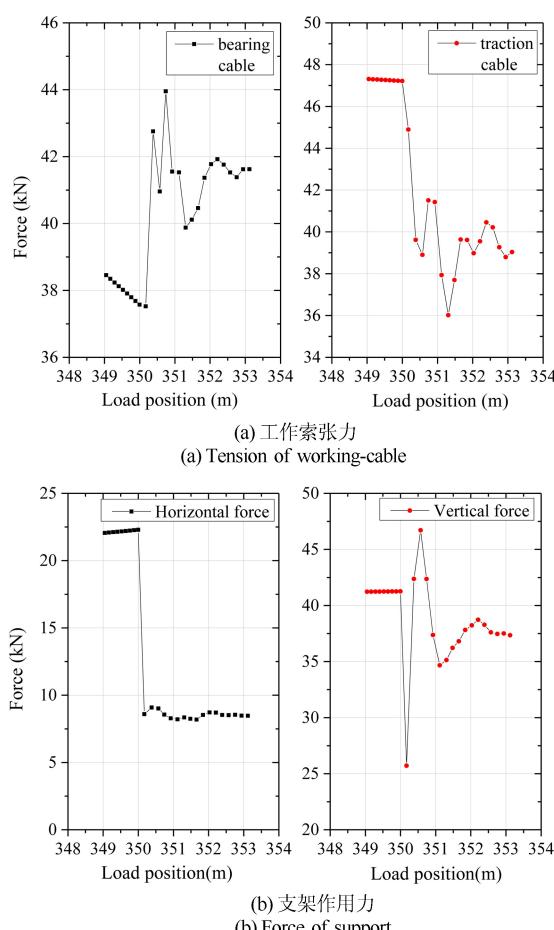


图15 工作索及支架受力变化曲线

Fig.15 Force curves of working cable and support

表3 工作索及支架受力变化

Table 3 Force variation of working cable and support

Length of bearing cable (m)		623.32	624.52	625.21
Bearing cable	Max (kN)	64.23	52.26	43.95
	Min (kN)	58.72	46.23	37.52
	Amplitude of variation	9.40%	13.03%	17.13%
	Speed of change (kN/s)	25.61	33.89	46.35
Traction cable	Max (kN)	50.11	48.62	47.22
	Min (kN)	42.37	38.35	36.02
	Amplitude of variation	18.27%	26.75%	31.10%
	Speed of change (kN/s)	39.04	33.69	46.74
Support	Horizontal force	20.38	21.24	22.29
	Max (kN)	44.36	46.82	46.71
	Vertical force	9.47	1.36	8.18
	Min (kN)	20.5	20.5	25.72
Speed of change (kN/s)	Horizontal force	96.62	176.06	121.32
	Vertical force	211.33	188.58	147.48

经计算可知,载荷通过支架鞍座后,承载索及牵引索受冲击影响张力出现波动,承载索张力迅速增大,牵引索张力迅速减小;随着承载索长度增大,变化幅度增大,当承载索长度为625.21m时,承载索张力最大变化幅度为17.13%,单位时间内张力变化速率最大达到46.35kN/s,牵引索最大变化幅度为31.10%,单位时间内张力变化速率最大达到46.74kN/s.

载荷通过支架鞍座时,随着承载索长度的增大,支架水平力变化率有增大趋势,垂直力反之.支架水平作用力单位时间内变化速率最大为176.06kN/s,垂直下压力单位时间内变化速率最大为211.33kN/s.

综上可知,考虑载荷重量、牵引机牵引速度及承载索长度等因素的影响,得出载荷重量和牵引机的牵引速度对索道冲击影响较大,其中承载索最大张力变化达到38.65%,牵引索最大张力变化达到47.93%,支架水平最大作用力变化达到82.99%,垂直最大作用力达到60.23%.

另外,承载索长度减小,运行小车过支架鞍座时对承载索、牵引索及支架的作用力增大,但是变化幅度减弱,因此合理选取承载索长度有助于降低载荷对索道冲击影响.

运行小车过支架鞍座时,承载索、牵引索张力

变化率较大,对钢丝绳的动态拉伸性能提出了一定要求;而支架的水平作用力变化率极大,对支架拉线、连接螺栓等抗冲击性能要求较高,在重型索道架设时应进行相应试验;支架的垂直作用力变化率极大,对鞍座横轴、支架螺栓的抗剪及抗冲击性能要求较高,设计时应做充分考虑。

由此可见,通过本文方法可为索道设计提供更加科学准确的计算依据。

5 结论

(1)通过分析多档货运索道工作索及载荷的耦合作用关系,基于有限质点法理论,提出适用于多档货运索道的动力分析计算方法。

(2)在计算方法中,引入索滑移单元及接触判断方法,提出牵引索循环行进计算方法,最大程度模拟索道实际运行状况,为分析多档货运索道动力分析提供科学合理的计算手段。

(3)分析在不同质量、牵引机牵引速度及承载索长度下运行小车通过支架时对索道的冲击作用,结果表明:载荷质量及牵引机牵引速度对冲击响应影响较为显著,应在索道设计及施工运输中考虑相关因素,避免安全隐患。

参 考 文 献

- 1 周新年. 工程索道与悬索桥. 北京:人民交通出版社, 2013 (Zhou X N. Engineering cableway and suspension bridge. Beijing: China Communication Press, 2013 (in Chinese))
- 2 白雪松,缪谦. 货运施工索道悬索理论计算模型研究. 电网技术,2008,32(22):90~94 (Bai X S, Miao Q. Research on calculation model based on suspension cable theories in construction cargo cableway. *Power System Technology*, 2008, 32(22): 90~94 (in Chinese))
- 3 缪谦,白雪松. 货运索道运输技术与设备研究. 电力建设,2009,30(12): 93~96 (Miao Q, Bai X S. Study on transportation technology and equipment in freight cableway system. *Electric power construction*, 2009, 30(12): 93~96 (in Chinese))
- 4 张志国,靳明君,邹振祝. 自重荷载作用下悬索静力解析. 中国铁道科学,2004,25(3):67~70 (Zhang Z G, Jin M J, Zou Z Z. Static solution of suspension cables under tare load. *China Railway Science*, 2004, 25(3): 67~70 (in Chinese))
- 5 秦剑,夏拥军. 基于分段悬链线理论的悬索分析矩阵迭代法. 工程设计学报,2013,20(5):404~408 (Qin J, Xia Y J. The matrix iteration method for analysis of suspension cable based on segmental category theory. *Chinese Journal of Engineering Design*, 2013, 20(5): 404~408 (in Chinese))
- 6 陈常松,陈政清,颜东煌. 悬索桥主缆初始位形的悬链线方程精细迭代分析法. 工程力学,2006,23(8):62~68 (Chen C S, Chen Z Q, Yan D H. Accurate iteration method to calculate the initial. *Engineering Mechanics*, 2006, 23(8): 62~68 (in Chinese))
- 7 周新年,詹正宜. 抛物线(加氏)多跨索道设计系统. 浙江林学院学报,2000,17(1):50~55 (Zhou X N, Zhan Z Y. The system of multi-span cableway design based on parabola method (JIA SHI). *Journal of Zhejiang Forestry College*, 2000, 17(1): 50~55 (in Chinese))
- 8 Al-Qassab M, Nair S, O'Leary J. Dynamics of an elastic cable carrying a moving mass particle. *Nonlinear Dynamics*, 2003, 33(1): 11~32
- 9 陈自力,邓瑞基. 集中荷载作用下悬索的主共振分析. 动力学与控制学报,2007,5(4):350~354 (Chen Z L, Deng R J. Primary resonance analysis on suspension cable system with a concentrated load. *Journal of Dynamics and Control*, 2007, 5(4): 350~354 (in Chinese))
- 10 Sofi A, Muscolino G. Dynamic analysis of suspended cables carrying moving oscillators. *International Journal of Solids and Structures*, 2007, 44(21): 6725~6743
- 11 Bajer C I, Dyniewicz B. Numerical modelling of structure vibrations under inertial moving load. *Archive of Applied Mechanics*, 2009, 79(6-7): 499~508
- 12 Luo A C J, Wang Y. On the rigid-body motion of traveling, sagged, elastic cables. In: Proceedings of IMECE 2002, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE 2002-32420: 1~7
- 13 Wang Y, Luo A C J. Dynamics of traveling, inextensible cables. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2004, 9(5): 531~542
- 14 吕乐丰,王跃方,刘迎曦. 轴向行进弦附带质量-弹簧振子系统特征值分析. 大连理工大学学报,2010,50(6):854~859 (Lv L F, Wang Y F, Liu Y X. Eigenvalue analysis of axially moving string with an attached mass-spring oscillator. *Journal of Dalian University of Technology*, 2010, 50(6): 854~859 (in Chinese))
- 15 Ting E C, Wang C Y, Wu T Y, et al. Motion analysis and

vector form intrinsic finite element. Taipei: National Central University, 2006

16 罗尧治, 郑延丰, 杨超, 等. 结构复杂行为分析的有限质点法研究综述. 工程力学, 2014, 31(8): 1~7 (Luo Y Z, Zheng Y F, Yang C, et al. Review of the finite particle method for complex behaviors of structures. *Engineering Mechanics*, 2014, 31(8): 1~7 (in Chinese))

17 俞锋, 罗尧治. 索杆结构中索滑移行为分析的有限质点法. 工程力学, 2015, 32(6): 109~116 (Yu F, Luo Y Z. The finite particle method for analysing cable sliding in cable-strut structures. *Engineering Mechanics*, 2015, 32(6): 109~116 (in Chinese))

CALCULATION METHOD FOR DYNAMICS OF MULTI-SPAN FREIGHT CABLEWAY AND INFLUENCE OF STRUCTURE IMPACT^{*}

Qin Jian¹ Qiao Liang^{1†} Zhang Yinghui² Hao Yujing¹ He Yongjun²

(1. China Electric Power Research Institute, Beijing 100055, China)

(2. State Grid Shandong Electric Power Company Construction Company, Jinan 250001, China)

Abstract According to the interaction between working cables (bearing cable and traction cable) and travelling trolley in multi-span cableway, the equations of motion were established based on the theory of finite particle method (FPM), and a calculation method for dynamics of the multi-span freight cableway was developed. In this method, the sliding contact state of working cables with supports and loads was simulated by using the sliding cable element, the interaction relationship between traveling trolleys and working cables was obtained by the contact judgment method, and the condition that traction cable travels in circle was also taken into account. Then the calculation method was applied to analyze the impact dynamic responses of a trolley passing through the support of a freight ropeway for different key parameters, such as load mass, velocity and middle deflection coefficient. The tension variations of bearing cable, traction cable and support were obtained, which indicated that the load mass and traction velocity have significant influences on the impact responses.

Key words multi-span freight cableway, bearing cable, traction cable, travelling cable, finite particle method, impact load

Received 11 April 2019, revised 18 November 2019.

* The project supported by the Science and Technology Projects of State Grid Company Limited (5200-202016148A-0-0-00)

† Corresponding author E-mail: 535215163@qq.com