

Transient Response Analysis of Screed Vibration upon Paver

Shiwang Wang, Yan Yu, Chun Xiao

Sany Heavy Industry Co., Ltd., Changsha
Email: wangshiwang1982@sohu.com

Received: Jan. 17th, 2013; revised: Feb. 18th, 2013; accepted: Feb. 25th, 2013

Abstract: Taking up the transient simulation analysis upon the screed vibration of a paver, vibration acceleration data were obtained by screed vibration test through acceleration sensors on some specified points, making comparison these data with simulation data to verify the accuracy and feasible of transient response analysis (Virtual Test), the use of the transient response analysis, it can replace part of the actual tests, at the same time, reduce the labor intensity and testing workload, to provide a strong theoretical basis to the paver screed structural optimization.

Keywords: Paver; Screed; Transient Response Analysis; Virtual Test

基于摊铺机熨平板振动瞬态响应分析

王世旺, 喻 衍, 肖 春

三一重工股份有限公司, 长沙
Email: wangshiwang1982@sohu.com

收稿日期: 2013 年 1 月 17 日; 修回日期: 2013 年 2 月 18 日; 录用日期: 2013 年 2 月 25 日

摘 要: 针对某型号沥青摊铺机熨平板的振动情况进行振动瞬态响应仿真分析。采用振动加速度传感器测试熨平板指定点的振动加速度数据, 与仿真分析结果对比, 验证瞬态响应分析(虚拟试验)结果的准确性和可行性。利用瞬态响应分析手段可以替代部分实际振动测试工作, 降低劳动强度和测试工作量, 给摊铺机熨平板结构优化设计提供强有力的理论依据。

关键词: 摊铺机; 熨平板; 瞬态响应分析; 虚拟测试

1. 引言

熨平板装置是摊铺机的作业装置, 作为摊铺机最重要的部件之一, 熨平板装置结构的合理性是关系到其受拉, 受压, 受扭等多种工况下的抗变形能力的强弱的重要环节, 以及在外部振动干扰时, 其自身状态的保持能力, 这些性能直接决定摊铺机作业效果的好坏。通过现代测试仪器的大量测试数据表明: 振捣系统的自激振动是引起熨平板自身振动的最主要因素, 因为各段熨平板的振捣的振幅和相位由于设计, 制造, 调试等原因有可能都不一样, 导致各段熨平板底板的振动程度不一样, 直接表现为各段的振动加速度

数值存在一定的差异。本文利用仿真分析的手段对熨平板的结构进行瞬态响应分析, 结合实际测试的数据, 进行对比分析, 给熨平板的设计和 optimization 提供重要参考依据和理论支持。

2. 熨平板振动瞬态响应模型

瞬态响应是在时域内, 模型受到随时间变化的载荷的作用, 计算模型节点的响应。瞬态响应分为直接瞬态响应和模态瞬态响应, 直接瞬态响应是在时间域内直接进行积分运算, 而模态瞬态响应是将模型的模态进行线性叠加而得到的响应, 对于大模型来说, 模

态瞬态响应计算的速度更快，而熨平板结构比较简单，模型比较小，利用直接瞬态响应分析更加便捷^[1]。

本仿真分析是在时间域内基于物理空间直接进行的积分运算。瞬态响应计算是基于动力学计算，是在时域内计算随时间变化的载荷作用下，某些位置处，随时间变化的位移、速度或加速度等数据，通常用于研究系统部件，单个组件等的振动情况。

针对熨平板的振动瞬态响应分析，由于熨平板左右对称，可以只对右边的熨平板进行仿真分析，并简化其实际模型。图 1 为简化后的熨平板模型。每段振捣机构简化成两个振捣架以及一个中间点与振捣架轴孔的 BEAM 连接单元，激振力施加在 BEAM 单元的连接点上面^[2]。

仿真输出结果是要得到在独立开 100%振捣(振捣全速转动)工况下，仿真分析与振动测试熨平板底板振动的布置点位置如图 2、图 3 所示。

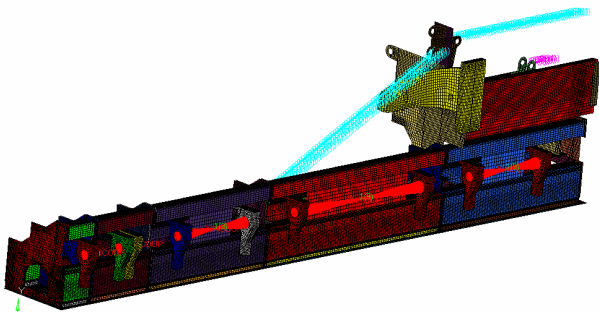


Figure 1. The simulation model of the screed
图 1. 熨平板模型

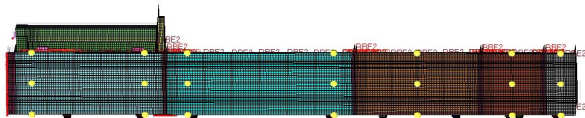


Figure 2. The testing simulation points of vibration accelerated velocity under the screed
图 2. 底板振动加速度仿真点分布图

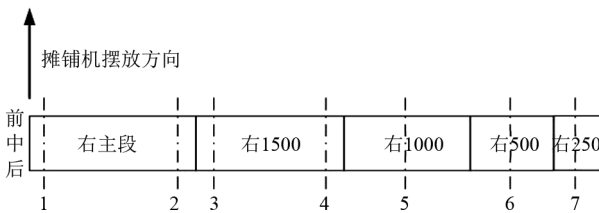


Figure 3. The scatter diagram of testing points under the screed
图 3. 底板加速度测点分布图

熨平板模型采用 SHELL 单元与 SOLID 单元相结合的方式划分网格，振捣机构采用 SOLID 单元来建模，部分熨平板主体结构采用 SHELL 单元建模。该分析计算过程是基于 HyperWorks 的 RADIOSS 模块计算平台来计算瞬态响应分析，动态载荷采用 TLOAD1 数据卡进行加载，分析结果直接抽取测试点的加速度响应曲线，将测试结果与分析结果相互比较，验证分析的准确确定，然后再适当调整模型的细节和局部，使建立模型的准确性一步步提升。模型仿真计算总体上遵循以下动力学方程，离散程度以及节点抽取根据实际情况进行。

3. 瞬态响应分析计算过程

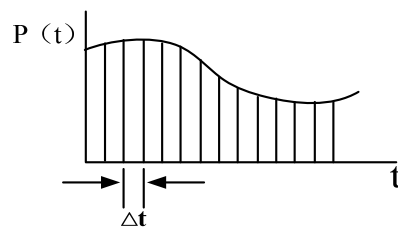
时域复杂计算方法一般直接用瞬态动力学分析法来求解，也称时间历程分析，它通常用来确定承受任意时间变化动载荷历程结构部件动力学响应的一种分析方法，也可以说是计算动载荷作用下结构部件的振动历程的一种有效分析技术。

瞬态响应动力学分析求解的节点运动方程如下：

$$M \{\ddot{\mu}(t)\} + B \{\dot{\mu}(t)\} + K \{\mu(t)\} = \{P(t)\} \quad (1)$$

其中， M 是质量矩阵； B 是阻尼矩阵； K 是刚度矩阵； $\ddot{\mu}(t)$ 是节点加速度； $\dot{\mu}(t)$ 是节点速度向量； $\mu(t)$ 是节点位移向量； $\{P(t)\}$ 是随时间变化的动载荷^[3]。

其中心思路是将连续的时域对象，按照时间的先后顺序进行离散，以现有时刻的数据为依据，计算下一时刻变量的值，然后进行计算，因此需对固定时间段 Δt 求出离散点的响应，用中心差分法可以得到某一时刻某一节点的加速度和速度向量。



$$\{\dot{\mu}_n\} = \frac{1}{2\Delta t} \{u_{n+1} - u_{n-1}\} \quad (2)$$

$$\{\ddot{\mu}_n\} = \frac{1}{\Delta t^2} \{u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}\}$$

然后使用 Newmark-Beta 方法转化为(可以选择

Willson-Theta 法、Hughes-Alpha、Bathe)

$$\left[\frac{m}{\Delta t^2} \right] (u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}) + \left[\frac{b}{2\Delta t} \right] (u_{n+1} - u_{n-1}) + \left[\frac{k}{3} \right] (u_{n+1} + u_n + u_{n-1}) = \frac{1}{3} (P_{n+1} + P_n + P_{n-1}) \quad (3)$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{u_{n+1} + u_n + u_{n-1}}{3} \\ \frac{P_{n+1} + P_n + P_{n-1}}{3} \end{array} \right\} \text{TimeAverage "Filters"}$$

整理式(3)可以得到:

$$A_1 \{u_{n+1}\} = A_2 + A_3 \{u_n\} + A_4 \{u_{n-1}\} \quad (4)$$

其中系数动力学矩阵如下:

$$A_1 = [M/\Delta t - B/2\Delta t + K/3] \quad (5)$$

$$A_2 = 1/3 \{P_{n+1} + P_n + P_{n-1}\} \quad (6)$$

$$A_3 = [2M/\Delta t^2 - K/3] \quad (7)$$

$$A_4 = [-M\Delta t^2 + B/\Delta t - K/3] \quad (8)$$

$$B = B^1 + B^2 + G/W_3 K^1 + 1/W_4 \sum G_E K_E \quad (9)$$

B^1 = 阻尼单元(VISC, DAMP) + B2GG

B^2 = B2PP 直接输入矩阵 + 传递函数

G = 整体结构阻尼系数

W_3 = 整体结构阻尼转化为频率——弧度/秒

K^1 = 整体刚度矩阵

G_E = 单元结构阻尼系数

W_4 = 单元结构阻尼转化为频率——弧度/秒

K_E = 单元刚度矩阵

其中, 瞬态响应分析中不允许复系数, 因此结构阻尼转化为等效粘性阻尼进行计算 W_3 , W_4 的缺省为 0, 这时不计阻尼^[4]。

在上述离散方程的基础上, 结合熨平板各个向量参数, 设置好相关矩阵系数, 利用 HyperWorks 仿真平台进行运算即可得到所需仿真结果。

4. 工况加载以及分析结果

把熨平板各段分开独立计算, 将熨平板每段的振捣偏心力计算出来, 在每一段振捣轴的中心位置施加该偏心力作用的激励:

250 段: 偏心块质量 $m_{偏} = 14.080 \text{ kg}$, 偏心距 $e = 3 \text{ mm}$, 振捣偏心力 $= mw^2r = 1814.14 \text{ N}$;

500 段: 偏心块质量 $m_{偏} = 25.202 \text{ kg}$, 偏心距 $e = 3 \text{ mm}$, 振捣偏心力 $= mw^2r = 3247.16 \text{ N}$;

1000 段: 偏心块质量 $m_{偏} = 35.517 \text{ kg}$, 偏心距 $e = 3 \text{ mm}$, 振捣偏心力 $= mw^2r = 4576.20 \text{ N}$;

1500 段: 偏心块质量 $m_{偏} = 52.937 \text{ kg}$, 偏心距 $e = 3 \text{ mm}$, 振捣偏心力 $= mw^2r = 6820.68 \text{ N}$;

1250 段: 偏心块质量 $m_{偏} = 46.634 \text{ kg}$, 偏心距 $e = 3 \text{ mm}$, 振捣偏心力 $= mw^2r = 6008.57 \text{ N}$ 。

根据测试结果, 得到 100%振捣开启之后的振捣的主频为 32.96 Hz, 测试频谱图见图 4。上述计算得到的偏心力为各段熨平板激振力的峰值, 由于振捣轴的运动为偏心的转动, 其产生的偏心力即以上述峰值为系数, 正弦变化的一个动载荷, 按照响应的顺序便可得到动载荷矩阵 $\{P(t)\}$ 。

需要注意的是仿真时激励的大小是正弦变化的, 并且每一端振捣装置的相位是有差别的, 主段与主段之间是 180 度, 非主段之间是 90 度。设置仿真频率为 33 Hz, 每段激励输入十个周期, 则可以设置熨平板的主段及每个拼装段的单位激励正弦曲线, 主段振捣的加速度仿真曲线如图 5 所示、实际测试曲线如图 6 所示, 从波形来看, 由仿真模型输入激励所产生的振捣加速度与实际测试的振捣加速度波形和周期都完全吻合, 说明数据仿真工作前期的参数设置和单元划分都比较合理。

在仿真模型上的每一段熨平板上面设置一些仿真数据提取点, 位置与测试位置点对应起来, 详细位置见图 2 和图 3。由于熨平板的振动主频比较低, 对熨平板起主要影响的是低频振动(仿真只计算模拟了低频条件下的响应), 为了方便比较仿真数据和测试数据, 将测试数据滤波(将高频数据过滤), 滤波图如图 7 所示(无毛刺的规整信号为滤波后的信号)。从滤波后

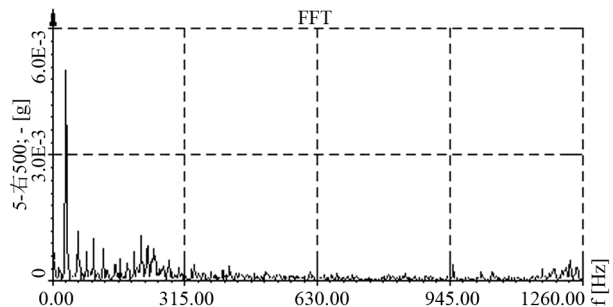


Figure 4. Curve: The spectrum diagram of test data
图 4. 测试数据频谱分析图

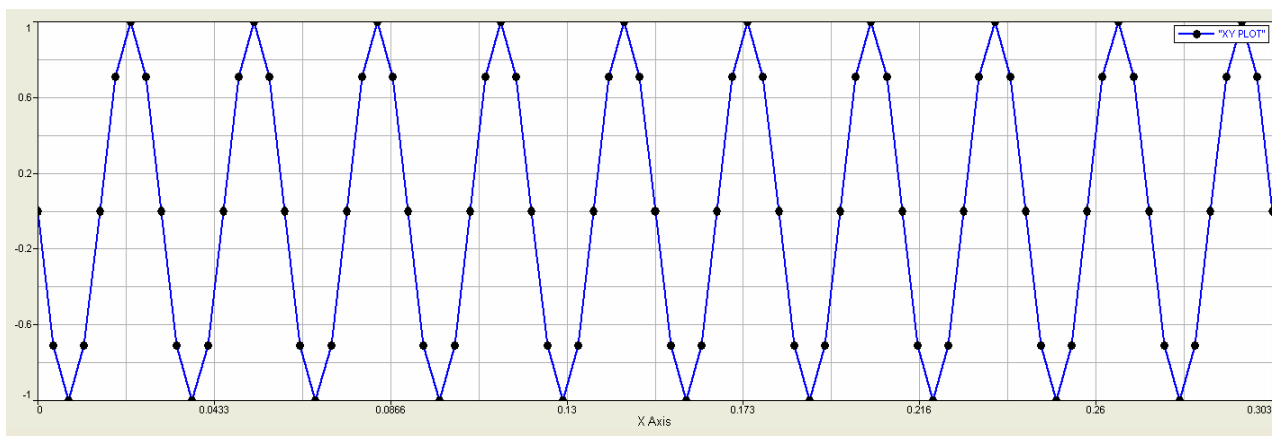


Figure 5. Curve: The vibration simulation curve of the main section's vibrator
图 5. 主段振捣刀片振动仿真曲线

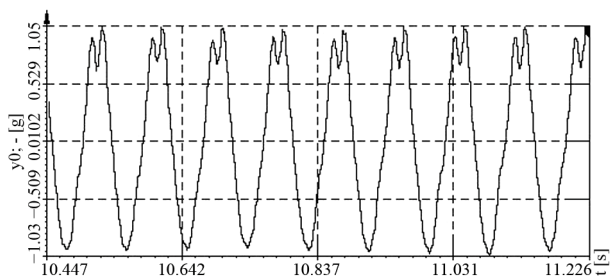


Figure 6. Curve: The vibration testing curve of the main section's vibrator
图 6. 主段振捣刀片振动测试曲线

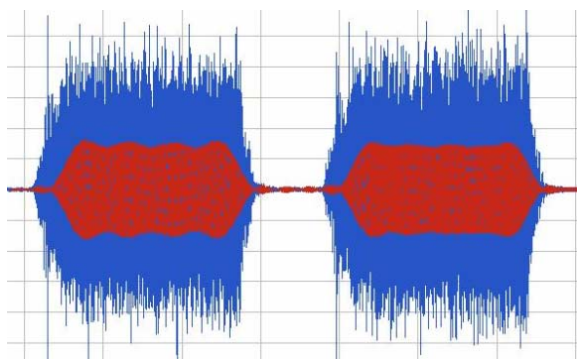


Figure 7. Curve: The filtering processed diagram of test data
图 7. 测试数据滤波处理图(红色无毛刺信号 - 滤波后信号)

的信号里提取 10 周期左右的数据(见图 8)进行 RMS 计算分析, 得到表 1 中测试数据的有效值。

同理, 对模拟仿真的信号(如图 9 所示), 进行 RMS 计算分析, 也得到表 1 中仿真数据的有效值。

将熨平板前、中、后各测点的测试数据和仿真数据的有效值汇总如下表 1, 把熨平板前位, 中位, 后位的加速度振动数据转化成曲线图见图 10、图 11、图 12。

分析结论:

1) 从图表中还可以看出, 右边熨平板振动加速度有效值在熨平板宽度方向上呈“V”分布, 整体上看, 在熨平板宽度方向上呈“W”分布。

2) 熨平板两端振动加速度最大, 从熨平板结构来说, 其位于板架悬臂的最外端, 其连接刚性相对较弱, 是引起幅度加大的主要原因, 这也符合悬臂机构的分析结果趋势。

3) 仿真值与测试值比较, 其在熨平板宽度方向振动加速度变化曲线的趋势是一致的, 只是在数值上面存在一定的差异。因为熨平板仿真模型是实际模型的简化, 连接关系非常复杂, 振动数据存在一定的差异是正常的。

4) 理论上熨平板的刚度越大, 熨平板每段的振动加速度差异越小。正因为每段的刚度是不一样的, 所以各处的振动加速度数值也是不一样的。从振动仿真数据以及测试数据来看, 1000 熨平板布点位置处受振捣影响的加速度数据最小。

5. 致谢

综上所述, 结合试验数据, 对模拟数据进行对比, 然后对仿真模型进行修正, 可以实现结构的瞬态响应仿真分析:

1) 通过仿真分析与试验比较研究, 验证了运用瞬态响应分析功能解决实际问题的可行性。

2) 通过对瞬态响应分析的摸索研究, 可以分析得到熨平板结构振动的外在表现, 对于验证结构的振动性能起到一定的参考作用。

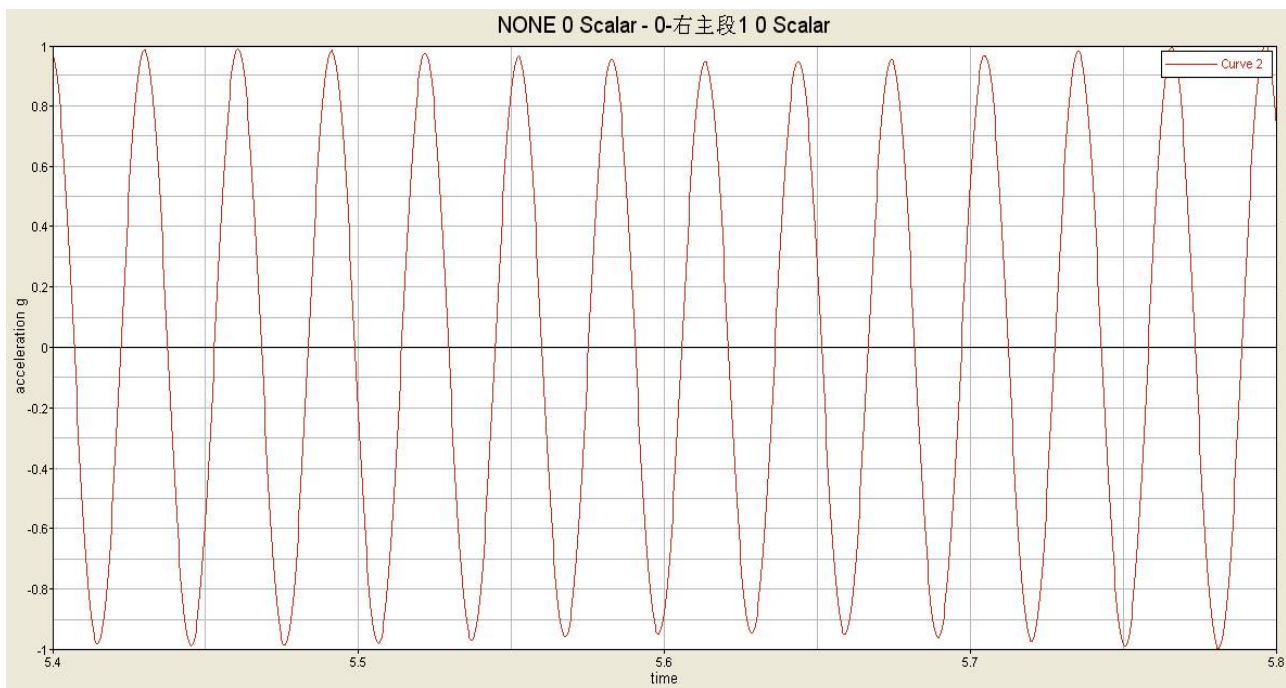


Figure 8. Curve: The testing data curve of filtering signal
图 8. 试验测试数据-滤波提取信号

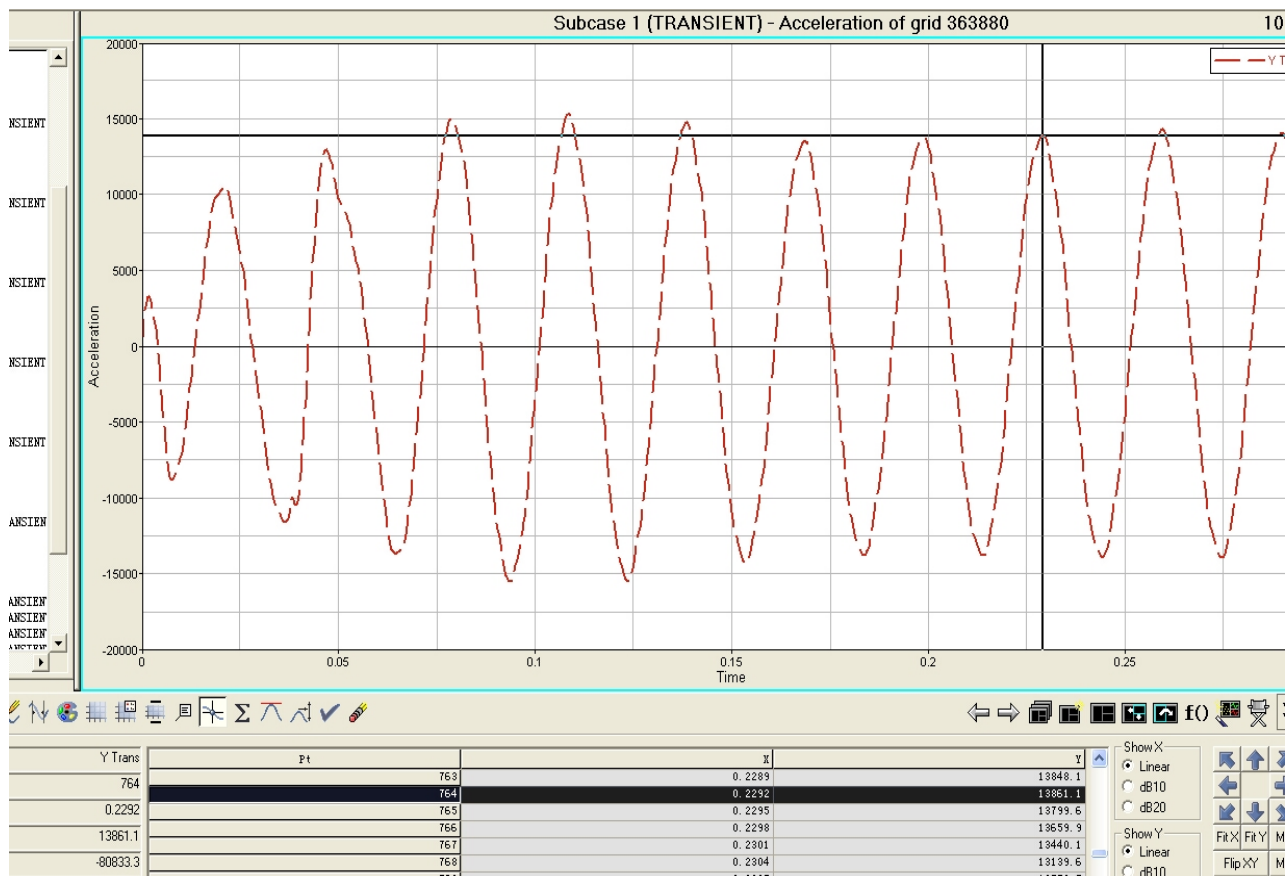


Figure 9. Curve: The simulation data curve of accelerated velocity
图 9. 仿真数据加速度曲线

Table 1. The data sheet of testing and processed data
表 1. 测试与处理加速度数据记录表(单位: g)

振捣设定 100% 测试值							
通道	1	2	3	4	5	6	7
加速度	右主段-1	右主段-2	右 1500-1	右 1500-2	右 1000	右 500	右 250
前位 有效值	0.88	1.08	1.65	1.04	0.82	1.18	1.67
中位 有效值	0.83	1.28	2.07	1.53	0.84	1.53	2.63
后位 有效值	1.02	1.54	2.01	1.82	0.7	2.03	1.93

振捣设定 100%测试值							
通道	1	2	3	4	5	6	7
加速度	右主段-1	右主段-2	右 1500-1	右 1500-2	右 1000	右 500	右 250
前位 有效值	1.11	1.3	1.72	1.26	0.63	1.34	2.15
中位 有效值	0.95	1.5	2.21	1.75	0.73	1.63	2.9
后位 有效值	1.31	1.35	1.93	2.09	0.92	1.88	2.12

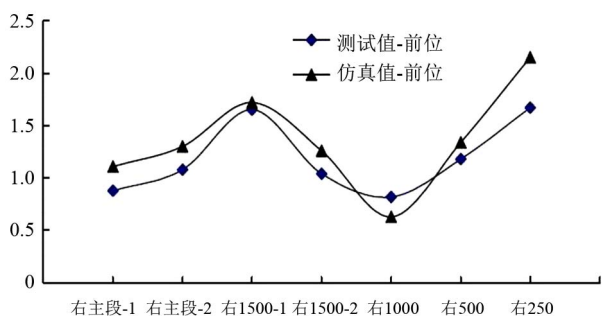


Figure 10. Curve: The accelerated velocity curve of the front points on screed

图 10. 熨平板前位各点加速度曲线

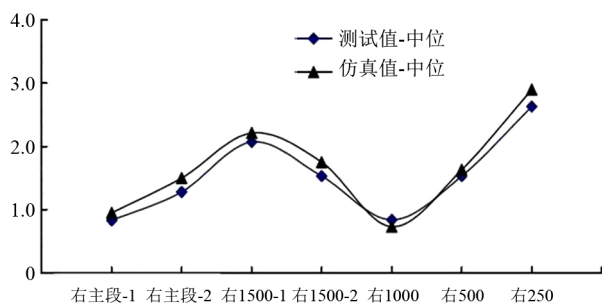


Figure 11. Curve: The accelerated velocity curve of the middle points on screed

图 11. 熨平板中位各点加速度曲线

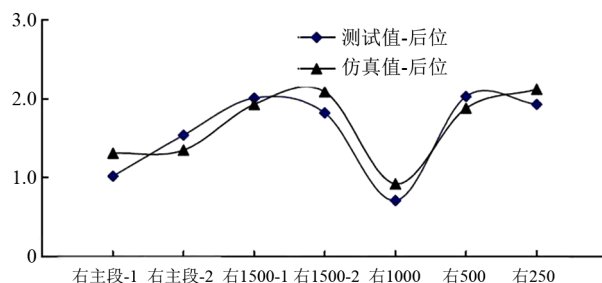


Figure 12. Curve: The accelerated velocity curve of the back points on screed

图 12. 熨平板后位各点加速度曲线

3) 通过修正过的仿真模型,可以在其基础上完成更多的试验分析,在一定的前提下,可以取代部分实际测试工作,降低测试强度,减小测试工作量。

参考文献 (References)

- [1] 李增刚. Nastran 快速入门与实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006: 26.
- [2] 王勖成, 邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- [3] 张义民. 机械振动[M]. 北京: 清华大学出版社, 2007: 125-126.
- [4] 缪柄荣. 基于多体动力学和有限元法的机车车体结构疲劳仿真研究[D]. 西南交通大学, 2007: 125-126.