

第 3 章 频率响应分析

3.1 动力学分析中的矩阵组集

- 在瞬态响应分析、频率响应分析、复模态分析中，MSC Nastran 提供了两种计算方法：直接法和模态法。
- 根据动力分析类型和计算方法的不同，动力学矩阵组集也不一样。

3.1.1 阻尼矩阵

1. 阻尼概述

- 阻尼反映结构内部能量的耗散。
- 阻尼产生的机理。
 - 粘性效应（如粘性阻尼器、振动减振器引起）
 - 外摩擦（如结构连接处的相对滑动）
 - 内摩擦（取决于不同的材料特性）
 - 结构非线性（如塑性效应）
- 阻尼的模拟。
 - 粘性阻尼力

$$f_v = b\dot{u}$$

- 结构阻尼力

$$f_s = igku$$

其中： $i = \sqrt{-1}$ ； $g =$ 结构阻尼系数。

2. 结构阻尼与粘性阻尼

假设结构简谐响应为：

$$u = \bar{u}e^{i\omega t}$$

对粘性阻尼：

$$m\ddot{u} + b\dot{u} + ku = p(t)$$

$$m(-\omega^2\bar{u}e^{i\omega t}) + b(i\omega\bar{u}e^{i\omega t}) + k\bar{u}e^{i\omega t} = p(t)$$

$$-\omega^2 m\bar{u}e^{i\omega t} + ib\omega\bar{u}e^{i\omega t} + k\bar{u}e^{i\omega t} = p(t)$$

对结构阻尼：

$$m\ddot{u} + (1 + ig)ku = p(t)$$

$$m(-\omega^2\bar{u}e^{i\omega t}) + (1 + ig)k\bar{u}e^{i\omega t} = p(t)$$

$$-\omega^2 m\bar{u}e^{i\omega t} + igk\bar{u}e^{i\omega t} + k\bar{u}e^{i\omega t} = p(t)$$

可以得到

$$gk = b\omega \rightarrow b = \frac{gk}{\omega}$$

如果

$$\omega = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

那么

$$b = \frac{gk}{\omega_n} = g\omega_n m$$

但因为

$$b_c = 2m\omega_n$$

得到

$$\frac{b}{b_c} = \zeta = \frac{g}{2}$$

其中:

ζ = 临界阻尼比率 (临界阻尼百分比); $g = \frac{1}{Q}$ = 结构阻尼因子; Q = 品质因子或放大因子。

结论:

- 粘性阻尼与速度成比例。
- 结构阻尼与位移成比例。
- 临界阻尼比 $b/b_{cr} = \zeta$ 。
- 品质因子与能量耗散成反比。
- 在共振点 ($\omega \cong \omega_n$) 有如下关系:

$$\zeta = g/2$$

$$Q = 1/(2\zeta)$$

$$Q = 1/g$$

3. 阻尼输入

(1) 结构阻尼。

MATi 卡片:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
MAT1	MID	E	G	NU	RHO	A	TREF	GE	
MAT1	2	30.0E6		0.3				0.10	

PARAM,G,factor (Default = 0.0)

用结构阻尼系数乘整个系统刚度矩阵。

PARAM,W3,factor (Default = 0.0)

将结构阻尼转化为等效粘性阻尼。

PARAM,W4,factor (Default = 0.0)

将单元结构阻尼转化为等效粘性阻尼。

W3、W4 的单位为弧度/单位时间。

如果使用 PARAM,G, 则 PARAM,W3 的 factor 必须大于 0, 否则, 瞬态响应分析中将忽略 PARAM,G。

(2) 标量粘性阻尼。

CDAMP1: 两自由度间的数值阻尼器, 需属性卡 PDAMP。

CDAMP2: 两自由度间的数值阻尼器, 不需属性卡 PDAMP。

CDAMP3: 两自由度间的数值阻尼器, 需属性卡 PDAMP。

CDAMP4: 两自由度间的数值阻尼器, 不需属性卡 PDAMP。

CVISC: 两节点间的单元阻尼器, 需属性卡 PVISC。

CBUSH: 广义弹簧和阻尼器单元, 允许与频率相关。

(3) 模态阻尼。

SDAMP=N: 在工况控制段中选择, 写在模型数据段的 TABDMP1 卡中。

TABDMP1 列出阻尼值与频率之间的关系表格。

3.1.2 直接法

1. 直接的矩阵输入

DMIG 模型数据卡用来输入与指定自由度相关的一个质量、阻尼或者刚度矩阵。

(1) G 类矩阵。

- G 类矩阵是属于 G 集合的矩阵。
- G 类矩阵在系统级上应用, 并优先于其他任何约束操作。
- G 类矩阵是实对称矩阵。它们在工况控制段中通过下面的命令选用:

M2GG=质量矩阵的名称

B2GG=阻尼矩阵的名称

K2GG=刚度矩阵的名称

- G 类矩阵既能在超单元中添加也能在剩余结构中添加。

(2) P 类矩阵。

- P 类矩阵和 P 集合大小一致 (G 集合加上附加点的 E 集合)。
- P 类矩阵在系统级上的应用不优先于约束操作。P 类的直接输入的矩阵在进行分析操作之前, 要先通过与 G 类矩阵平级的约束和缩减过程的处理, 然后再叠加到缩减后的模型上去 (A 集合或 H 集合)。注意广义动力缩减 (GDR) 和模态缩减 (模态解法) 操作不包括 P 类矩阵的影响; 并且, 对分析集的载荷缩减操作也不包括 P 类矩阵的影响。
- P 类矩阵不一定是实对称矩阵。它们在工况控制段中通过下面的命令选用:
 - M2PP=质量矩阵的名称
 - B2PP=阻尼矩阵的名称
 - K2PP=刚度矩阵的名称
- P 类矩阵仅能在剩余结构中添加, 而不能在超单元中添加。
- PARAM,WTMASS 不影响直接输入的 M2GG 矩阵或 M2PP 矩阵。PARAM,CM2 能用作 M2GG 矩阵的比例参数。对 M2PP 矩阵, 没有可供利用的比例参数。

2. 直接解法

直接法中使用的动力学方程为：

$$[M_{dd}P^2 + B_{dd}P + K_{dd}]\{u_d\} = \{P_d\}$$

其中： P =微分算子； u_d =分析集 u_a 和附加节点 u_e 的联合。

对频率响应和复特征值分析，动力学矩阵为：

$$[K_{dd}] = (1 + ig)[K_{dd}^1] + [K_{dd}^2] + i[K_{dd}^4]$$

$$[B_{dd}] = [B_{dd}^1] + [B_{dd}^2]$$

$$[M_{dd}] = [M_{dd}^1] + [M_{dd}^2]$$

对瞬态响应，动力学矩阵为：

$$[K_{dd}] = [K_{dd}^1] + [K_{dd}^2]$$

$$[B_{dd}] = [B_{dd}^1] + [B_{dd}^2] + \frac{g}{\omega_3}[K_{dd}^1] + \frac{1}{\omega_4}[K_{dd}^4]$$

$$[M_{dd}] = [M_{dd}^1] + [M_{dd}^2]$$

3. 动力矩阵的定义

- $[K_{dd}^1]$ 是缩减的结构刚度矩阵加缩减的直接输入矩阵 K2GG (对称)。
- $[K_{dd}^2]$ 是缩减的直接输入矩阵 K2PP 加缩减的传递函数输入 (对称的或不对称的)。
- $[K_{dd}^4]$ 是缩减的结构阻尼矩阵，是通过每个结构单元的刚度矩阵 $[K_e]$ 乘以各自的单元阻尼系数 g_e ，然后组集所有单元的结果而得到的 (对称)。
- $[B_{dd}^1]$ 是缩减的粘性阻尼矩阵加缩减的直接输入矩阵 B2GG (对称)。
- $[B_{dd}^2]$ 是缩减的直接输入矩阵 B2PP 加缩减的传递函数输入 (对称的或不对称的)。
- $[M_{dd}^1]$ 是缩减的质量矩阵加缩减的直接输入矩阵 M2GG (对称)。
- $[M_{dd}^2]$ 是缩减的直接输入矩阵 M2PP 加缩减的传递函数输入 (对称的或不对称的)。
- g, ω_3, ω_4 是用户指定的常量。
- 将结构矩阵 $[K_{aa}]$, $[K_{dd}^4]$, $[K_{aa}]$ 以及 $[B_{aa}]$ 按照附加点的位置在相应的行和列上添加零元素进行扩展，便形成 $[K_{dd}^1]$, $[K_{dd}^4]$, $[M_{dd}^1]$ 以及 $[B_{dd}^1]$ 矩阵。
- 仅有 $[K_{dd}^2]$, $[B_{dd}^2]$, $[M_{dd}^2]$ 矩阵能够引用附加点。
- 直接输入矩阵 $[K_{pp}^2]$, $[B_{pp}^2]$, $[M_{pp}^2]$ 需要通过多点和单点约束以及任何缩减过程的处理。注：附加点不受任何约束或缩减过程的影响。约束和缩减过程仅能消除节点或者标量点的自由度而不包括附加点。
- 通过对矩阵 $[K_{dd}]$, $[M_{dd}]$, $[B_{dd}]$ 进行检查，识别出在这三个矩阵中同时为零的行和列。对瞬态和频率响应分析，在 $[K_{dd}]$ 的每个空行和空列放置单位向量进行扩展；在复特征值分析时，空行和列从 $[K_{dd}]$, $[M_{dd}]$, $[B_{dd}]$ 中简单删除。

3.1.3 模态法

- 用于模态解法中的广义动力学方程是：

$$[M_{hh}P^2 + B_{hh}P + K_{hh}]\{U_h\} = \{P_h\}$$

其中： $P =$ 微分算子； $U_h =$ 模态坐标 ξ_i 和附加节点 U_e 的组合。

- ξ_i 和 U_a 之间的转换是：

$$\{U_a\} = [\phi_{ai}] \{\xi_i\}$$

这里： $[\phi_{ai}]$ 是在实特征值分析中获得的特征向量矩阵。

- 从 U_h 到 U_d 的转换是通过扩展 $[\phi_{ai}]$ 以包括附加节点来获得的。

$$\{U_d\} = [\phi_{dh}] \{u_h\}$$

这里： $[\phi_{dh}] = \begin{bmatrix} \phi_{ai} & 0 \\ 0 & I_{ee} \end{bmatrix}$ ； $\{U_h\} = \begin{bmatrix} \xi_i \\ U_e \end{bmatrix}$ 。

- 对于频率响应和复特征值分析的动力矩阵是：

$$[K_{hh}] = [k_i] + [\phi_{dh}]^T (ig[K_{dd}^1] + [K_{dd}^2] + i[K_{dd}^4]) [\phi_{dh}]$$

$$[B_{hh}] = [b_i] + [\phi_{dh}]^T ([B_{dd}^1] + [B_{dd}^2]) [\phi_{dh}]$$

$$[M_{hh}] = [m_i] + [\phi_{dh}]^T [M_{dd}^2] [\phi_{dh}]$$

这里： $[m_i]$ = 一个对角线矩阵，它的对角项为 $M_{ii} = [\phi_{ai}]^T [M_{aa}] [\phi_{ai}]$ ；

$[b_i]$ = 一个对角线矩阵，其对角项为 $b_{ii} = \omega_i g(\omega_i) M_{ii}$ ， ω_i 是第 i 个正则模态的角频率， $g(\omega_i)$ 是从用户提供的输入卡 (TABDMP1) 进行插值得到的阻尼因子；

$[k_i]$ = 一个对角线矩阵，它的对角项是 $k_{ii} = \omega_i^2 m_{ii}$ 。

如果参数 KDAMP = -1，那么

$$m_{ii} = m_{ii}$$

$$b_{ii} = 0$$

$$k_{ii} = (1 + ig(\omega_i)) k_{ii}$$

这里 $g(\omega_i)$ 是从用户提供的卡片 (TABDMP1) 的插值中获得的阻尼因子。

- $[m_i]$ ， $[b_i]$ ， $[k_i]$ 通过在与附加节点 (U_e) 相关的行和列添加零来实现扩展。
- 对瞬态响应问题，其动力矩阵是：

$$[K_{hh}] = [k_i] + [\phi_{dh}]^T [K_{dd}^2] [\phi_{dh}]$$

$$[B_{hh}] = [b_i] + [\phi_{dh}]^T \left(B_{dd}^1 + B_{dd}^2 + \frac{g}{\omega_3} [K_{dd}^1] + \frac{1}{\omega_4} [K_{dd}^1] \right) [\phi_{dh}]$$

$$[M_{hh}] = [m_i] + [\phi_{dh}]^T [M_{dd}^2] [\phi_{dh}]$$

在任何使用模态方法的动力分析中，如果仅有 $[m_i]$ ， $[b_i]$ ， $[k_i]$ 出现，那么这些模态动力方程就是非耦合的。

3.2 频率响应分析

3.2.1 概述

- 频率响应分析是计算在稳态激励下结构动力响应的方法（例如，偏心旋转部件在一

组转动频率下的旋转分析)。

- 在频率响应分析中，激励载荷是在频域中明确定义的，所有的外力在每一个指定的频率上已知。力的形式可以是外力，也可以是强迫运动（位移、速度、加速度等）。
- 计算的响应结果通常包括节点位移、加速度、单元力和应力等。
- 计算的响应为以实部和虚部形式表示的复数，或由振幅和相位形式定义。
- 频率响应分析中有两类不同的数值方法可以选择——直接法、模态法。直接法按照给定的频率直接求解耦合的运动方程；而模态法利用结构的模态振型来对耦合的运动方程进行缩减和解耦，同时由单个模态响应的叠加得到某一给定频率下的响应结果。

3.2.2 直接频率响应法

(1) 动力学方程。

$$[-\omega^2 M + i\omega B + K]\{u(\omega)\} = \{P(\omega)\}$$

(2) 在 MATi 卡中 PARAM,G 和 GE 不形成阻尼矩阵，而形成复刚度矩阵。

$$K = (1 + iG)K^1 + i\sum G_E K_E$$

其中， K^1 = 总体刚度矩阵； G = 总体结构的阻尼系数 (PARAM,G)； K_E = 单元刚度矩阵； G_E = 单元的结构阻尼系数 (MATi 卡的 GE 域)。

而在瞬态响应分析中，阻尼矩阵具有如下形式：

$$B_{TRANS} = B^1 + B^2 + \frac{G}{W_3} K^1 + \frac{1}{W_4} \sum G_E K_E$$

通过插入 ω 形成一个复数形式的左端项，然后用类似于静态问题的方法来对其进行求解（需要使用复数运算）。

3.2.3 模态频率响应法

- 转化到模态坐标中，求解解耦的单自由度系统得：

$$\xi_i = \frac{P_i}{-m_i \omega^2 + i b_i \omega + k_{ii}}$$

- 求解该方程比直接法更快。
- 如无阻尼或仅有模态阻尼 (TABDMP1 定义)，方程才能解耦；否则，如果出现非模态阻尼 (VISC,DAMP 定义)，就要使用低效率的直接频响法来求解（对小的模态坐标矩阵）。

3.2.4 激励的确定

- 定义外力为频率的函数。
- MSC Nastran 中的几种定义：
 - RLOAD1：用实部和虚部定义频变载荷。
 - RLOAD2：用幅值和相位定义频变载荷。
 - LSEQ：用静态载荷产生动态载荷。

- 用 DLOAD 数据集卡组合频变力。
- RLOADi 卡由 DLOAD 工况控制卡选择。

1. RLOAD1 卡片

定义如下频变载荷：

$$\{P(f)\} = \{A[C(f) + iD(f)]e^{i(\theta - 2\pi f\tau)}\}$$

格式：

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
RLOAD1	SID	DAREA	DELAY	DPHASE	TC	TD			

示例：

RLOAD1	5	3			1				
--------	---	---	--	--	---	--	--	--	--

域	内容
SID	集合识别号（大于零的整数）。
DAREA	定义参数 A 的 DAREA 卡的识别号（大于等于零的整数）。
DELAY	定义参数 τ 的 DELAY 卡的识别号（大于等于零的整数）。
DPHASE	定义参数 θ 的 DPHASE 卡的识别号（大于等于零的整数）。
TC	给定 $C(f)$ 的 TABLEDi 卡的集合识别号，见说明 2（大于等于零的整数）。
TD	给定 $D(f)$ 的 TABLEDi 卡的集合识别号，见说明 2（大于等于零的整数）。

说明：

- （1）动力载荷集合必须由工况控制命令 DLOAD=SID 选取。
- （2）如果 DELAY、DPHASE、TC 或 TD 中的任何一个为空或零，则相应的 τ 、 θ 、 $C(f)$ 或 $D(f)$ 也将是零。TC 或 TD 两者之中可以有一个是空或零，但不允许两者同时为零。
- （3）可以通过规定一个 DLOAD 卡，将 RLOAD1 的载荷与 RLOAD2 的载荷组合在一起。即，RLOAD1 卡的 SID 与 RLOAD2 卡的 SID 不能相同。
- （4）SID 对于所有的 RLOAD1、RLOAD2、TLOAD1 和 TLOAD2 卡一定是唯一的。即：每个卡均有自己唯一的 SID 号。

2. RLOAD2 卡片

定义如下频变载荷：

$$\{P(f)\} = \{A * B(f)e^{i(\phi(f) + \theta - 2\pi f\tau)}\}$$

格式：

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
RLOAD2	SID	DAREA	DELAY	DPHASE	TB	TP			

示例：

RLOAD2	5	3			7				
--------	---	---	--	--	---	--	--	--	--

域	内容
SID	集合识别号（大于零的整数）。

DAREA	定义参数 A 的 DAREA 卡的识别号 (大于等于零的整数)。
DELAY	定义参数 τ 的 DELAY 卡的识别号 (大于等于零的整数)。
DPHASE	以度的形式定义参数 θ 的 DPHASE 卡的识别号。(大于等于零的整数)。
TB	给定 $B(f)$ 的 TABLEDi 卡的集合识别号, 见说明 2 (大于等于零的整数)。
TP	以度的形式给定 $\phi(f)$ 的 TABLEDi 卡的集合识别号, 见说明 2 (大于等于零的整数)。

说明:

(1) 动力载荷集合必须由工况控制命令 DLOAD=SID 选取。

(2) 如果 DELAY, DPHASE, TC 中的任何一个为空或零, 则相应的 τ , θ , $B(f)$ 或 $\phi(f)$ 也将是零。

(3) 可以通过规定一个 DLOAD 卡, 将 RLOAD1 的载荷与 RLOAD2 的载荷组合在一起。即, RLOAD1 卡的 SID 与 RLOAD2 卡的 SID 不能相同。

(4) SID 对于所有的 RLOAD1, RLOAD2, TLOAD1 和 TLOAD2 卡一定是唯一的。即: 每个卡均有自己唯一的 SID 号。

3. 频响分析的几点考虑

- 以 0.0Hz 频率激励一个无阻尼 (或只有模态阻尼) 系统将产生与静力分析完全相同的结果。因此, 如果激励的最高频率比系统的最低谐振频率小得多, 那么使用静态分析就足够了。
- 阻尼很小的结构在激励频率接近于谐振频率的时候, 会表现出很大的动力响应。在这样的响应问题中, 模型上一个小的改动 (或者仅仅换另外一台计算机来运行它) 就可能产生响应上的明显变化。
- 如果希望对峰值响应进行充分的预测, 必须使用足够小的频率步长。对每个半功率带宽, 至少需要使用 5 个点。
- 为了得到最大的效率, 应使用非均匀频率步长。在谐振频率区域使用较小的频率步长, 在离开谐振频率的区域使用较大的频率步长。

4. FREQ 卡片

- 选择频率步长大小。
- FREQ 卡片定义离散的激励频率。
- FREQ1 定义 fSTART、频率增量、增量数目。
- FREQ2 定义 fSTART、fEND 对数间隔数。
- FREQ3 定义 F1、F2 和在二者间线性或对数插值数目 (基于朝两端点或中心)。
- FREQ4 指定一个共振频率、一个等效的间隔频率数 (在激励频率内)。
- FREQ5 指定一个频率范围和频率范围内的固有频率的分数。
- FREQ3、FREQ4、FREQ5 仅对模态法有效。
- FREQi 数据卡由 FREQUENCY=SID 工况控制卡选取。
- 所有 FREQi 数据卡用相同的 ID。
- FREQ、FREQ1、FREQ2、FREQ3、FREQ4 和 FREQ5 卡可以在同一分析中使用定义频率响应分析中的频率集。

格式:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
FREQ	SID	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	
	F8	F9	F9	-etc.-					

示例:

FREQ	3	2.98	3.05	17.9	21.3	25.6	28.8	31.2	
	29.2	22.4	19.3						

- 域 内容
- SID 集合识别号 (大于零的整数)。
- Fi 频率值, 以单位时间圆周数为单位。

说明:

(1) 由工况控制卡 FREQUENCY = SID 选取该频率集合。

(2) 所有具有相同频率集合识别号的 FREQi 卡都会被选用。重复的频率将被忽略。如果 $|f_N - f_{N-1}| < DFREQ * |f_{\max} - f_{\min}|$, 那么就认为 f_N 和 f_{N-1} 是重复的。这里的 DFREQ 是用户参数, 其默认值为 10^{-5} 。 f_{\max} 和 f_{\min} 是组合后 FREQi 卡的最大和最小频率。

(3) 在模态分析里, 在零激振频率下从刚体模态得到的模态自由度解是可以丢掉的。非零模态解会被保留。

5. FREQ1 卡

定义频率响应问题中的频率集, 通过开始频率、频率增量、增量数目来定义。

格式:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
FREQ1	SID	F1	DF	NDF					

示例:

FREQ1	6	2.9	0.5	13					
-------	---	-----	-----	----	--	--	--	--	--

- 域 内容
- SID 集合识别号 (大于零的整数)。
- F1 起始频率设置 (大于零的实数)。
- DF 频率增量 (大于零的实数)。
- NDF 频率增量的数量 (大于零的整数, 默认值为 1)。

说明:

(1) 由工况控制卡 FREQUENCY = SID 选取;

(2) F1 和 DF 的单位是单位时间的循环次数;

(3) 由此卡定义频率给出如下: $f_i = F1 + DF * (i - 1)$ 其中 $i=1 \sim NDF+1$;

(4) 所有具有相同频率集合识别号的 FREQi 卡都会被选用。重复的频率将被忽略。如果 $|f_N - f_{N-1}| < DFREQ * |f_{\max} - f_{\min}|$, 那么就认为 f_N 和 f_{N-1} 是重复的。这里的 DFREQ 是用户

参数，其缺省值为 10^{-5} 。 f_{\max} 和 f_{\min} 是组合后 FREQ*i* 卡的最大和最小频率。

(5) 在模态分析里，在零激振频率下从刚体模态得到的模态自由度解是可以丢掉的。非零模态解会被保留。

6. FREQ2

定义频率响应问题中的频率集，通过开始频率、结束频率、对数增量数目来定义。

格式：

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
FREQ2	SID	F1	F2	NF					

示例：

FREQ2	6	1.0	8.0	6					
-------	---	-----	-----	---	--	--	--	--	--

域	内容
SID	集合识别号（大于零的整数）。
F1	起始频率设置（大于零的实数）。
F2	最终频率（大于零的实数，F2 大于 F1）。
NF	对数区间的个数（大于零的整数，默认值为 1）。

说明：

- (1) 由工况控制卡 FREQUENCY = SID 选取；
- (2) F1 和 DF 的单位是单位时间的循环次数；
- (3) 由此卡定义的频率给出如下：

$$f_i = F1 \cdot e^{(i-1)d}$$

$$d = (1/NF) \cdot \ln(F2/F1) \quad i = 1, 2, \dots, (NF+1)$$

(4) 所有具有相同频率集合识别号的 FREQ*i* 卡都会被选用。重复的频率将被忽略。如果 $|f_N - f_{N-1}| < DFREQ * |f_{\max} - f_{\min}|$ ，那么就认为 f_N 和 f_{N-1} 是重复的。这里的 DFREQ 是用户参数，其缺省值为 10^{-5} 。 f_{\max} 和 f_{\min} 是组合后 FREQ*i* 卡的最大和最小频率。

(5) 在模态分析里，在零激振频率下从刚体模态得到的模态自由度解是可以丢掉的。非零模态解会被保留。

7. FREQ3 卡

通过指定两模态频率间的激励频率数定义频率响应问题中的频率集。

格式：

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
FREQ3	SID	F1	F2	TYPE	NEF	CLUSTER			

示例：

FREQ3	6	20.0	200.0	LINEAR	10	2.0			
-------	---	------	-------	--------	----	-----	--	--	--

域	内容
SID	集合识别号（大于零的整数）。
F1	以单位时间的圆周数表示的模态频率范围的下界（大于零的实数）。
F2	以单位时间的圆周数表示的模态频率范围的上界（大于零的实数）。
TYPE	LINEAR 或 LOG。规定了两频率之间的线性或对数插值方式（其默认值为 LINEAR）。
NEF	包含端点在内每一个频率范围内的激振频率的数量。第一子范围是在 F1 和边界内的第一模态频率之间。第二子范围是在边界内的第一和第二模态频率之间。最后一个子范围是在边界内的最后一个模态频率与 F2 之间（大于 1 的整数；默认值为 10）。
CLUSTER	规定区间端点附近激振频率的聚集特征。见说明 6（大于 0 的实数；默认值为 1.0）。

说明：

(1) 仅用于模态频率响应求解（SOLs 11, 111, 146 和 200），而在直接频率响应求解中被忽略；

(2) 由工况控制卡 FREQUENCY = SID 选取；

(3) 在上面的例子中，20 到 200 范围内的每个模态区间内会有 10 个频率；20 与最低模态之间会有 10 个频率；2000 与最高模态之间会有 10 个频率。

(4) 如果强迫频率接近结构的谐振，则规定一定大小的阻尼值是重要的。

(5) 所有具有相同频率集合识别号的 FREQi 卡都会被选用。重复的频率将被忽略。如果 $|f_N - f_{N-1}| < DFREQ * |f_{\max} - f_{\min}|$ ，那么就认为 f_N 和 f_{N-1} 是重复的。这里的 DFREQ 是用户参数，其默认值为 10^{-5} 。 f_{\max} 和 f_{\min} 是组合后 FREQi 卡的最大和最小频率。

(6) CLUSTER 用来在响应变化最大的模态频率附近获得较好的解答。CLUSTER>1 将在频率范围端点附近给出更小的激振频率间隔；CLUSTER<1 将在频率范围中点附近给出更小的激振频率间隔。其计算公式为：

$$\hat{f}_k = \frac{1}{2}(\hat{f}_1 + \hat{f}_2) + \frac{1}{2}(\hat{f}_2 - \hat{f}_1) |\xi|^{1/CLUSTER} \cdot \text{SIGN}(\xi)$$

其中， $\xi = -1 + 2(k-1)/(NEF-1)$ 是 -1 到 1 之间的参数坐标； $k =$ 从 1 到 NEF 的变量 (1, 2, ..., NEF)； $\hat{f}_1 =$ 频率子范围的下限； $\hat{f}_2 =$ 频率子范围的上限； $\hat{f}_k =$ 第 k 阶激振频率； $\hat{f} =$ 频率或对数频率，取决于由 TYPE 规定的值。

例如 F1=10, F2=20, NEF=11, TYPE=LINEAR, 对不同的 CLUSTER 值的激振频率如表 3-1 所示。

(7) 在设计优化中（SOL 200），由此卡产生的激振频率是从第一个设计周期中计算出的自然频率得到的，并且在后续的设计周期中保持固定不变。换句话说，即使自然频率在优化过程中有了新的变化，激振频率也不再调整。

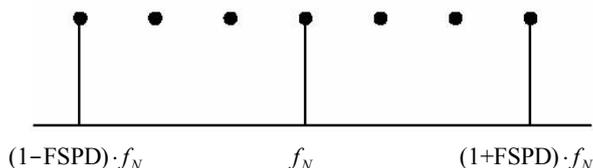
(8) 在模态分析中，在零激振频率下从刚体模态得到的模态自由度解是可以丢掉的，非零模态会被保留。

表 3-1 使用 CLUSTER 方法定义激励频率

激励频率 号码	ζ	CLUSTER				
		C = 0.25	C = 0.50	C = 1.0	C = 2.0	C = 4.0
		激励频率 (Hz)				
1	-1.0	10.00	10.0	10.0	10.00	10.00
2	-0.8	12.95	11.8	11.0	10.53	10.27
3	-0.6	14.35	13.2	12.0	11.13	10.60
4	-0.4	14.87	14.2	13.0	11.84	11.02
5	-0.2	14.99	14.8	14.0	12.76	11.66
6	0.0	15.00	15.0	15.0	15.00	15.00
7	0.2	15.01	15.2	16.0	17.24	18.34
8	0.4	15.13	15.8	17.0	18.16	18.98
9	0.6	15.65	16.8	18.0	18.87	19.40
10	0.8	17.05	18.2	19.0	19.47	19.73
11	1.0	20.00	20.0	20.0	20.00	20.00

8. FREQ4 卡

定义频率响应问题中的频率集，通过指定范围内每阶固有频率附近激励频率数来定义。



格式:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
FREQ4	SID	F1	F2	FSPD	NFM				

示例:

FREQ4	6	20.0	200.0	0.30	21				
-------	---	------	-------	------	----	--	--	--	--

域	内容
SID	集合识别号。(大于零的整数)
F1	以单位时间的圆周数表示的模态频率范围的下界(大于零的实数)。
F2	以单位时间的圆周数表示的模态频率范围的上界(大于零的实数, F2 大于 F1, 默认值为 1.0E20)。
FSPD	频率延展, 为每一个出现在 F1 到 F2 之间的模态规定 +/- 延展量(大于 0 小于 1 的实数; 默认值为 0.10)。
NFM	每个延展模态的均匀间隔数(大于 0 的整数; 默认值为 3; 如果 NFM 是偶数, 则 NFM+1 将被用到)。

说明:

(1) 仅用于模态频率响应求解 (SOLs 11, 111, 146 和 200), 而在直接频率响应求解中被忽略。

(2) 由工况控制卡 FREQUENCY = SID 选取。

(3) 对于 F1 到 F2 内的每个自然频率, 将在 $(1 - \text{FSPD}) * f_N$ 与 $(1 + \text{FSPD}) * f_N$ 之间产生 NFM 个激振频率。

(4) 在上边的例子中, 对于每个出现在 20 到 2000 之间的自然频率 f_N , 在 $0.7f_N$ 到 $1.3f_N$ 的频率范围内将产生 21 个等间距的激振频率。激振频率也可以基于不包括在范围 (F1 到 F2) 内的自然频率来计算, 只要计算出的激振频率在求解范围内就可以了。类似地, 即使基于 F1~F2 范围内的自然频率计算的激振频率, 如果它落在求解范围之外, 也会被舍弃。

(5) 频率延展也能用于半功率带宽。半功率带宽由 $2 * \zeta * f_N$ 给出, 这里的 ζ 是阻尼率。因此, 如果指定 FSPD 等于模态阻尼率, 那么 NFM 就规定了半功率带宽内激振频率的数量。

(6) 由于强迫频率接近结构的谐振, 所以规定一定大小的阻尼值是重要的。

(7) 所有具有相同频率集合识别号的 FREQ_i 卡都会被选用。重复的频率将被忽略。如果 $|f_N - f_{N-1}| < \text{DFREQ} * |f_{\max} - f_{\min}|$, 那么就认为 f_N 和 f_{N-1} 是重复的。这里的 DFREQ 是用户参数, 其缺省值为 10^{-5} 。 f_{\max} 和 f_{\min} 是组合后 FREQ_i 卡的最大和最小频率。

(8) 在设计优化中 (SOL 200), 由此卡产生的激振频率是从第一个设计周期中计算出的自然频率得到的, 并且在后续的设计周期中保持固定不变。换句话说, 即使自然频率在优化过程中有了新的变化, 激振频率也不再调整。

(9) 在模态分析中, 在零激振频率下从刚体模态得到的模态自由度解是可以丢掉的, 非零模态会被保留。

9. FREQ5 卡

定义频率响应问题中的频率集, 通过指定频率范围及该范围内的位置来定义。

格式:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
FREQ5	SID	F1	F2	FR1	FR2	FR3	FR4	FR5	
	FR6	FR7	-etc.-						

示例:

FREQ5	6	20.0	200.0	1.0	0.6	0.8	0.9	0.95	
	1.05	1.1	1.2						

域	内容
SID	集合识别号 (大于零的整数)。
F1	以单位时间的圆周数表示的模态频率范围的下界 (大于零的实数, 默认值为 0)。
F2	以单位时间的圆周数表示的模态频率范围的上界 (大于零的实数, F2 大于

F1, 默认值为 1.0E20)。

FRi F1 到 F2 范围内的自然频率倍数 (大于零的实数)。

说明:

(1) 仅用于模态频率响应求解 (SOLs 11, 111, 146 和 200), 而在直接频率响应求解中被忽略。

(2) 由工况控制卡 FREQUENCY = SID 选取。

(3) 如 f_{Ni} 为 F1 和 F2 间的固有频率, 则:

$$f_i = FR_i \cdot f_{Ni}$$

(4) 在上边的例子中, 频率列表为 20 到 2000 范围内每个自然频率带的 0.6, 0.8, 0.9, 0.95, 1.0, 1.05, 1.1, 1.2 倍。如果计算结果导致激振频率小于 F1 或者大于 F2, 那么这些计算的频率将被忽略。

(5) 由于强迫频率接近结构的谐振频率, 所以规定某些阻尼是必要的。

(6) 所有具有相同频率集合识别号的 FREQi 卡都会被选用。重复的频率将被忽略。如果 $|f_N - f_{N-1}| < DFREQ * |f_{\max} - f_{\min}|$, 那么就认为 f_N 和 f_{N-1} 是重复的。这里的 DFREQ 是用户参数, 其默认值为 10^{-5} 。 f_{\max} 和 f_{\min} 是组合后 FREQi 卡的最大和最小频率。

(7) 在设计优化中 (SOL 200), 由此卡产生的激振频率是从第一个设计周期中计算出的自然频率得到的, 并且在后续的设计周期中保持固定不变。换句话说, 即使自然频率在优化过程中有了新的变化, 激振频率也不再调整。

(8) 在模态分析中, 在零激振频率下从刚体模态得到的模态自由度解是可以丢掉的, 非零模态会被保留。

10. 动力数据复原

- 矩阵法和模态位移法用来复原模态频率分析中的数据

$$\frac{\text{矩阵法的耗费}}{\text{模态位移法的耗费}} = \frac{H}{F}$$

这里: H =模态的数量; F =激振频率的数量。

- 矩阵法是默认方法。当 $H < F$ 时, 它更经济一些。
- 模态位移法通过 PARAM,DDRMM,-1 命令选择。为了绘制“频率冻结”的变形结构图, 应当选择这一项。

3.2.5 模态频率响应与直接频率响应的比较

模态频率响应与直接频率响应的比较如表 3-2 所示。

表 3-2 模态频率响应与直接频率响应的比较

	模态法	直接法
小模型		×
大模型	×	
少数几个激振频率的求解		×
许多激振频率的求解	×	

注: “×”表示其适用这种分析。

3.2.6 SORT1 和 SORT2 输出的对比

SORT1 和 SORT2 输出的对比如表 3-3 所示。

表 3-3 SORT1 和 SORT2 输出的对比

	瞬态响应		频率响应	
	直接法	模态法	直接法	模态法
默认值	SORT2	SORT2	SORT1	SORT2
绘制变形图需要	SORT1	SORT1	SORT1	SORT1
绘制 XY 图需要	SORT2	SORT2	SORT2	SORT2

- SORT1 输出每一激励频率点。
- SORT2 输出给定节点、单元的结果。
- 对于频率响应分析来说它们是相当有用的。
- SORT1 和 SORT2 不能混合使用。使用完一个，再重新启动才能使用另一个。

3.2.7 频率响应求解控制

1. 执行控制段

求解序列 SOL 的输入：直接法使用 SOL 108；模态法使用 SOL 111。

2. 工况控制段

DLOAD (两种方法中都是必需项)
 LOADSET (两种方法中都是可选项)
 METHOD (模态法必需项)
 SDAMPING (模态法可选项)
 FREQUENCY (两种方法中都是必需项)

3. 数据模型集段

ASET,OMIT (两种方法中都是可选项)
 EIGRL 或 EIGR (模态法必需项)
 FREQ (两种方法中都是必需项)
 RLOADi (两种方法中都是必需项)
 LSEQ (两种方法中都是可选项)
 DAREA (两种方法中都是必需项)
 DELAY (两种方法中都是可选项)
 DPHASE (两种方法中都是可选项)
 TABDMP1 (模态法可选项)
 DLOAD (两种方法中都是可选项)

4. 输出控制

- 节点输出结果卡片：
ACCELERATION

DISPLACEMENT (或 VECTOR)

OLOAD

SACCELERATION

SDISPLACEMENT

SVELOCITY

SVECTOR

SPCFORCES

VELOCITY

MPCFORCE

● 单元输出结果卡片:

ELSTRESS (或 STRESS)

ELFORCE (或 FORCE)

STRAIN

5. 其他

OFREQUENCY——控制解答的输出频率。

3.2.8 频变弹簧和阻尼器

- 弹簧刚度和阻尼器阻尼系数为频变函数。
- CBUSH 定义一般弹簧、阻尼连接。
- PBUSH 定义名义上的弹簧、阻尼连接。
- PBUSHT 定义变频弹簧、阻尼器的值。

1. CBUSH 卡片

定义广义弹簧—阻尼器结构单元，可为非线性或随频率变化的。

格式:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CBUSH	EID	PID	GA	GB	GO/X1	X2	X3	CID	
	S	OCID	S1	S2	S3				

例 1: 非一致节点。

CBUSH	39	6	1	100	75				
-------	----	---	---	-----	----	--	--	--	--

例 2: GB 未被规定的情况。

CBUSH	39	6	1					0	
-------	----	---	---	--	--	--	--	---	--

例 3: 一致节点 (GA=GB)。

CBUSH	39	6	1	100				6	
-------	----	---	---	-----	--	--	--	---	--

例 4: 域 6 到域 9 为空和弹簧-阻尼偏移的非一致节点。

CBUSH	39	6	1	600				6	
	0.25	10	0	10	10				

- 域 内容
- EID 单元识别号 (大于零的整数)。
- PID PBUSH 卡的属性识别号 (大于零的整数; 缺省值为 EID)。
- GA, GB 联系点的节点识别号。见说明 6 (大于零的整数)。
- Xi 在 GA 点位移坐标系下, 从 GA 点开始的方向矢量的分量 (实数)。
- GO 使用节点 GO 提供向量 v 的替代方法。向量 v 的方向是从 GA 到 GO。
- CID 单元坐标系识别号。0 表示基本坐标系。如果 CID 为空, 则单元坐标系决定于 GO 或 Xi。见图 3-1 及说明 3 (大于等于零的整数或为空)。
- S 弹簧-阻尼的位置, 参考图 3-2 (大于等于 0, 小于等于 1 的实数; 默认值为 0.5)。
- OCID 弹簧-阻尼偏移的坐标系标识号。见说明 9 (大于等于 0 的整数, 缺省值-1 代表的是单元坐标系)。
- S1, S2, S3 OCID 大于等于零时在 OCID 坐标系中弹簧-阻尼偏移的分量, 见图 3-2 及说明 9 (实数)。

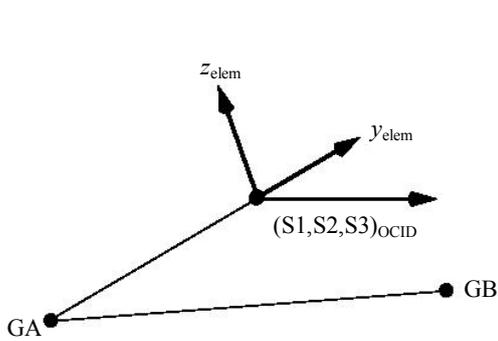


图 3-1 CBUSH 单元

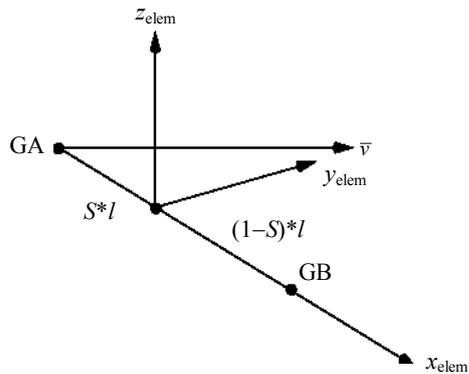


图 3-2 偏移量 S 的定义

说明:

- (1) 单元识别号对于所有其他单元识别号必须是唯一的。
- (2) 图 3-1 画出了 BUSH 单元的几何形状。
- (3) CID 大于等于零会覆盖 GO 和 Xi。
- (4) 对于非一致节点 ($GA \neq GB$), 当 GO 或 ($X1, X2, X3$) 给定且没有规定 CID 时, 直线 AB 是单元的 X 轴而且方向矢量位于 X-Y 平面内 (类似 CBEAM 单元)。
- (5) 对于非一致节点 ($GA \neq GB$), 当 GO 或 ($X1, X2, X3$) 和 CID 都没有指定, 直线 AB 是单元的 X 轴。这一选项只有当 K1 (或 B1) 或 K4 (或 B4) 或两者同时在 PBUSH 卡上被规定时 (但是 K2, K3, K5, K6 或 B2, B3, B5, B6 均未被规定) 才是有效的, 如果

K2, K3, K5 或 K6 (或 B2, B3, B5 或 B6) 也被规定, 则将产生致命错误信息。

(6) 如果 GA 和 GB 是一致的, 或如果 GB 为空, 则必须规定 CID。

(7) 如果 PID 参考一个 PBUSHT 卡, 则 CBUSH 单元只能在剩余结构中定义并且附属于任何被省略的自由度。

(8) 单元阻抗输出是在 CID 坐标系下计算的, 该坐标系下的结构阻抗是解耦的。

(9) 如果 OCID=-1 或为空 (默认值), 则使用 S 而将 S1, S2, S3 忽略。如果 OCID 大于等于零, 则 S 将被忽略, 而使用 S1, S2, S3。

2. PBUSH 卡片

定义广义弹簧-阻尼器结构单元性质。

格式:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PBUSH	PID	"K"	K1	K2	K3	K4	K5	K6	
		"B"	B1	B2	B3	B4	B5	B6	
		"GE"	GE1						
		"RCV"	SA	ST	EA	ET			

例 1: 规定刚度和结构阻尼。

PBUSH	35	K	4.35	2.4				3.1	
		GE	0.06					0.03	
		RCV	7.3	3.3					

例 2: 规定单位速度的阻尼力

PBUSH	35	B	2.3						
-------	----	---	-----	--	--	--	--	--	--

域	内容
PID	属性识别号 (大于零的整数)。
"K"	指示下面的 1 到 6 域是刚度值的标志 (字符)。
Ki	从 1 到 6 方向的名义刚度值 (实数, 默认值为 0)。
"B"	指示下面的 1 到 6 域是单位速度阻尼值的标志 (字符)。
Bi	以单位速度力为单位的名义阻尼系数 (实数; 默认值为零)。
"GE"	指示后续域是结构阻尼的标志 (字符)。
GE1	名义结构阻尼常数 (实数; 默认值为 0)。
"RCV"	指定后面 1 到 4 域是应力或应变系数的标志 (字符)。
SA	从 1 到 3 平动分量的应力恢复系数 (实数, 默认值为 1.0)。
ST	从 4 到 6 旋转分量的应力恢复系数 (实数, 默认值为 1.0)。
EA	从 1 到 3 平动分量的应变恢复系数 (实数, 默认值为 1.0)。
ET	从 4 到 6 平动分量的应变恢复系数 (实数, 默认值为 1.0)。

说明:

(1) 对于直接和模态频率响应分析, 通过使用 PBUSHT 卡, 都可以是 Ki, Bi 或 GE1 随频率而变化。

(2) 名义值用于除频率响应外所有类型的分析。对于模态频率响应, 正交模态使用名义 Ki 值计算。频变量可以用于所有激振频率。

(3) 如果未指定 PARAM,W4, 则在瞬态分析里忽略 GE1。

(4) 单元应力是由应力系数与恢复的单元力相乘得到的。

(5) "K", "B", "GE"或"RCV"卡可以以任意顺序规定。

3.3 频率响应分析实例

本例计算如图 3-3 所示汽车底盘在周期性载荷作用下的频率响应。外载为一单位集中载荷, 作用在发动机支架上, 计算频率范围为 1~100Hz, 求解使用的频率步长是 1Hz, 分别采用直接法和模态法求解。直接法求解, 结构阻尼系数为 0.02, 模态法求解, 模态阻尼系数为 0.01。

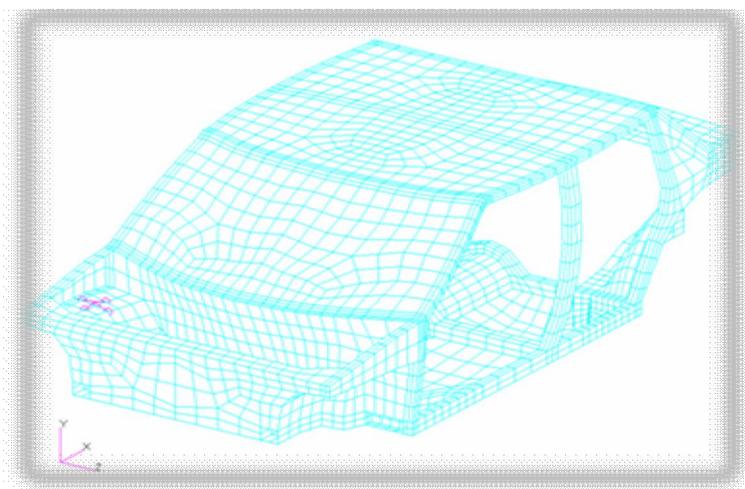


图 3-3 汽车底盘

1. 建立模型

(1) 新建 MSC Patran 的空数据文件。单击菜单栏 File→New, 输入数据文件名 car.db。

(2) 单击菜单栏中 File→Import, 打开模型导入窗口, 如图 3-4 中 a 所示, 设置导入模型的格式为 MSC Nastran Input, 在相应路径下选取 car.bdf 模型文件, 单击 Apply 按钮。

(3) 单击工具栏中的 Element 按钮, 打开 Element 窗口, 如图 3-5 中 a 所示, 依次设置 Action、Object 及 Method 的值为 Transform、Node、Translate; 如图 3-5 中 b 所示, 设置节点的 ID 号为 10000; 如图 3-5 中 c 所示, 设置 Direction Vector 为<0 1 0> ; 如图 3-5 中 d 所示, 在 Node List 下, 选取 Node 5691。



图 3-4 导入模型

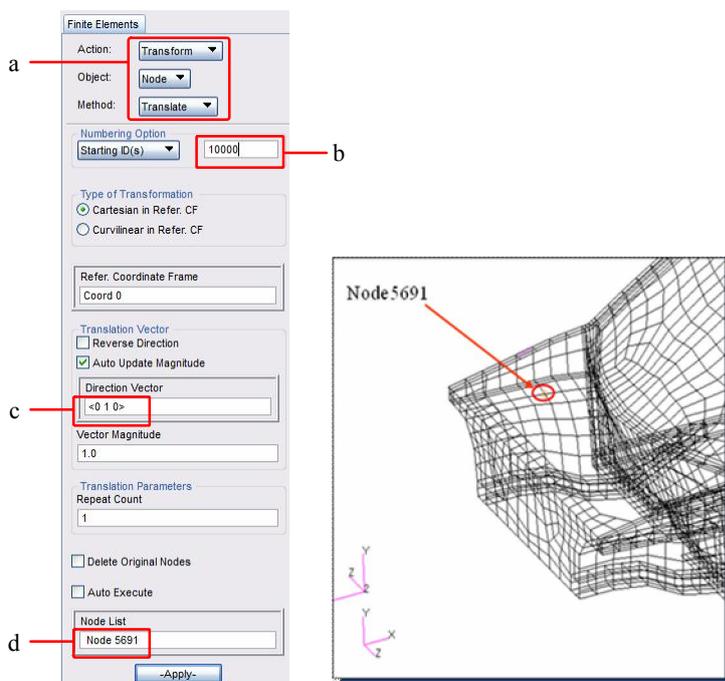


图 3-5 偏移节点

(4) 在 Element 窗口, 如图 3-6 中 a 所示, 依次设置 Action、Object 及 Type 的值为 Create、MPC、RBE2; 如图 3-6 中 b 所示, 单击 Define Terms...按钮, 打开多点约束定义界面; 如图 3-6 中 c 所示, 选中 Create Independent 项; 如图 3-6 中 d 所示, 在 Node List 下面, 选取 Node 10000, 单击 Apply 按钮。

(5) 如图 3-7 中 a 所示, 选中 Create Dependent 项; 如图 3-7 中 b 所示, 在 Node List 下选取 node 5632 5693 5672 5688 5691; 如图 3-7 中 c 所示, 选中 DOFs 下列出的所有自由度, 单击 Apply 按钮, 关闭多点约束定义窗口, 单击 Apply 按钮生成多点约束。

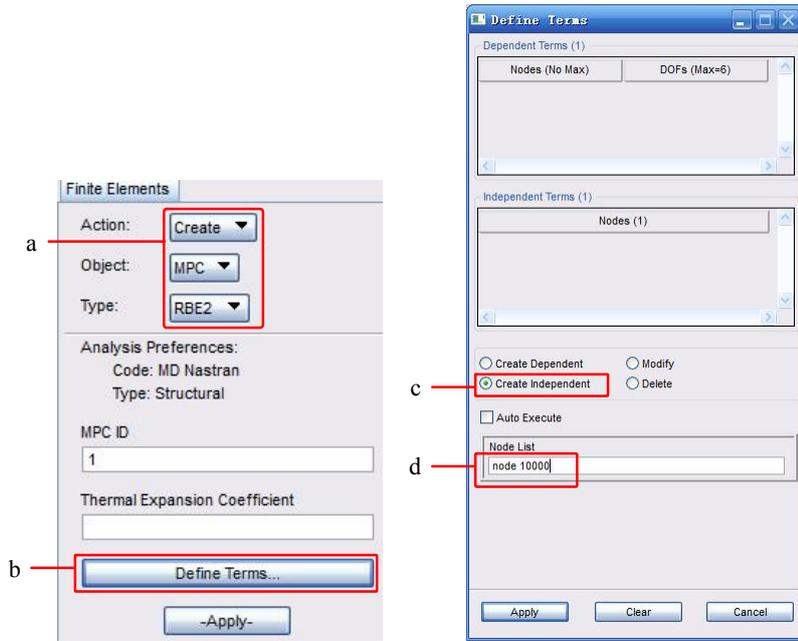


图 3-6 定义独立节点

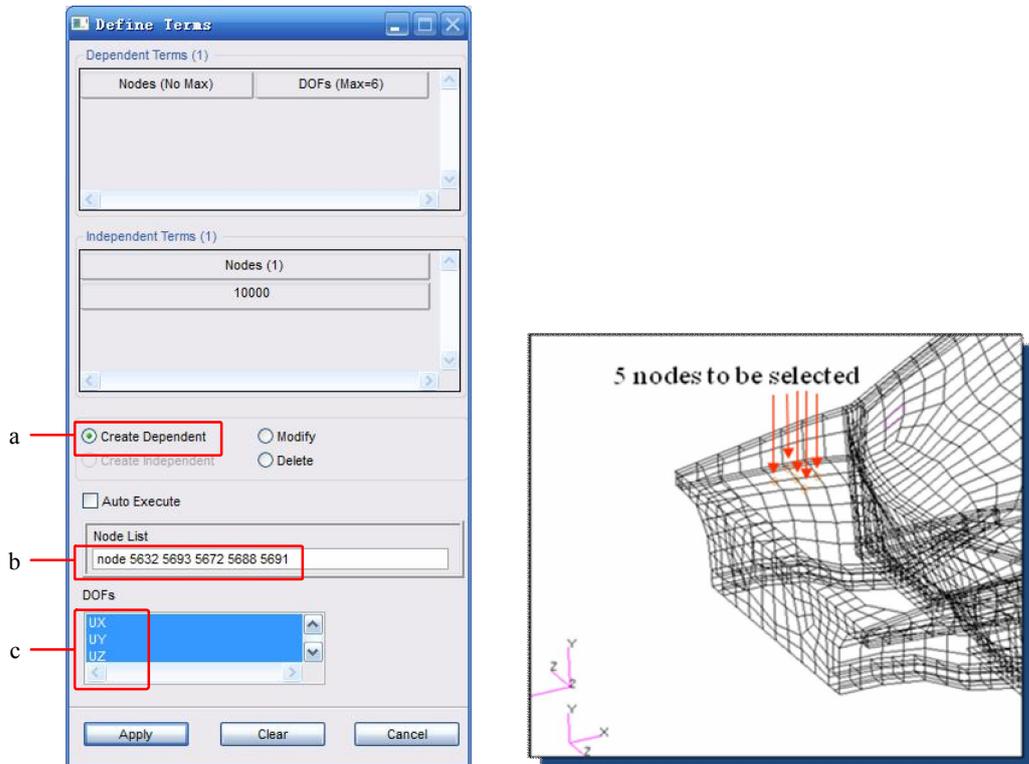


图 3-7 定义从属节点

2. 定义载荷

(1) 单击工具栏中的 Loads/BCs 按钮, 如图 3-8 中 a 所示, 单击 Create Load Case 按钮; 如图 3-8 中 b 所示, 设置 Load Case Name 为 frequency_response; 如图 3-8 中 c 所示, 选取 Type 的类型是 Time Dependent, 单击 Apply 按钮。

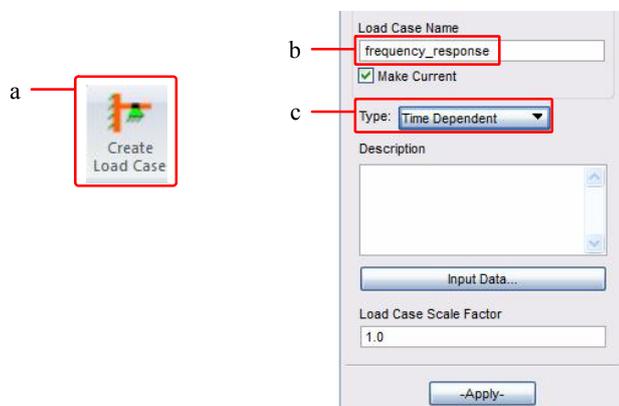


图 3-8 定义动态载荷集

(2) 单击工具栏的 Properties 按钮, 打开 Fields 窗口, 如图 3-9 中 a 所示, 依次设置 Action、Object 及 Method 的值为 Create、Non Spatial、Tabular Input; 如图 3-9 中 b 所示, 定义 Field Name 为 unit_load; 如图 3-9 中 c 所示, 选取 Active Independent Variables 为 Frequency; 如图 3-9 中 d 所示, 单击 Input Data...按钮, 在界面中定义频率与力的关系, 及频率在 1~100Hz 时, 力的幅值为 1, 单击 OK 按钮, 单击 Apply 按钮。

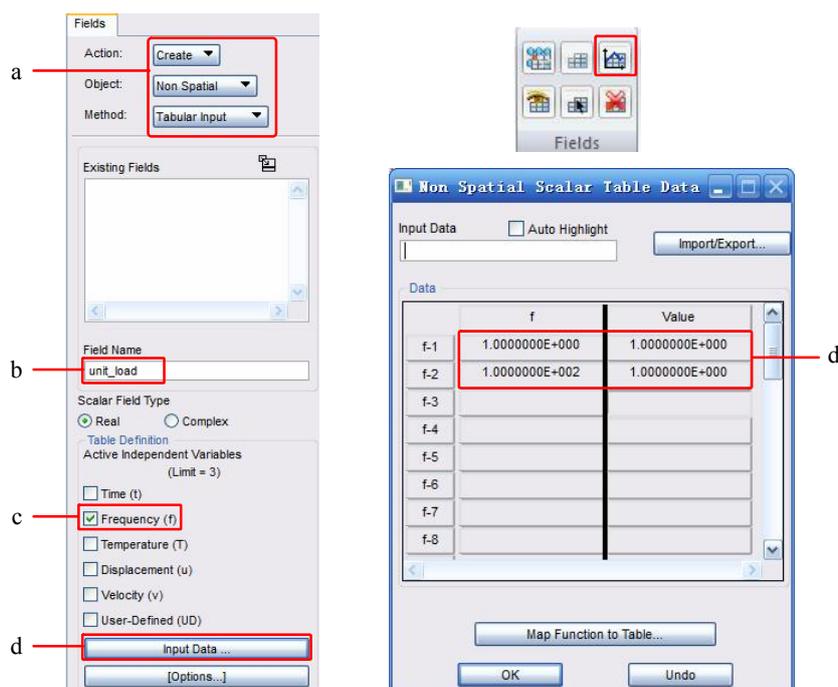


图 3-9 定义随频率变化的场

(3) 单击工具栏的 Loads BCs 按钮, 打开载荷定义窗口, 如图 3-10 中 a 所示, 依次设置 Action、Object 及 Type 的值为 Create、Force、Nodal; 如图 3-10 中 b 所示, 定义载荷的名称为 unit_force; 如图 3-10 中 c 所示, 单击 Input Data... 按钮, 在弹出的界面内定义载荷 <F1 F2 F3> 为 <0 -1 0>, 及 Y 轴负向, 在 Time/Freq. Dependence 下选取 unit_load 场, 单击 OK 按钮; 如图 3-10 中 d 所示, 单击 Select Application Region... 按钮, 在弹出的界面下将 Select 项选为 FEM, 在 Select Nodes 项下面选取 Node 10000, 单击 Add 按钮, 将选取的节点加入到 Application Region 中, 单击 OK 按钮, 单击 Apply 按钮。

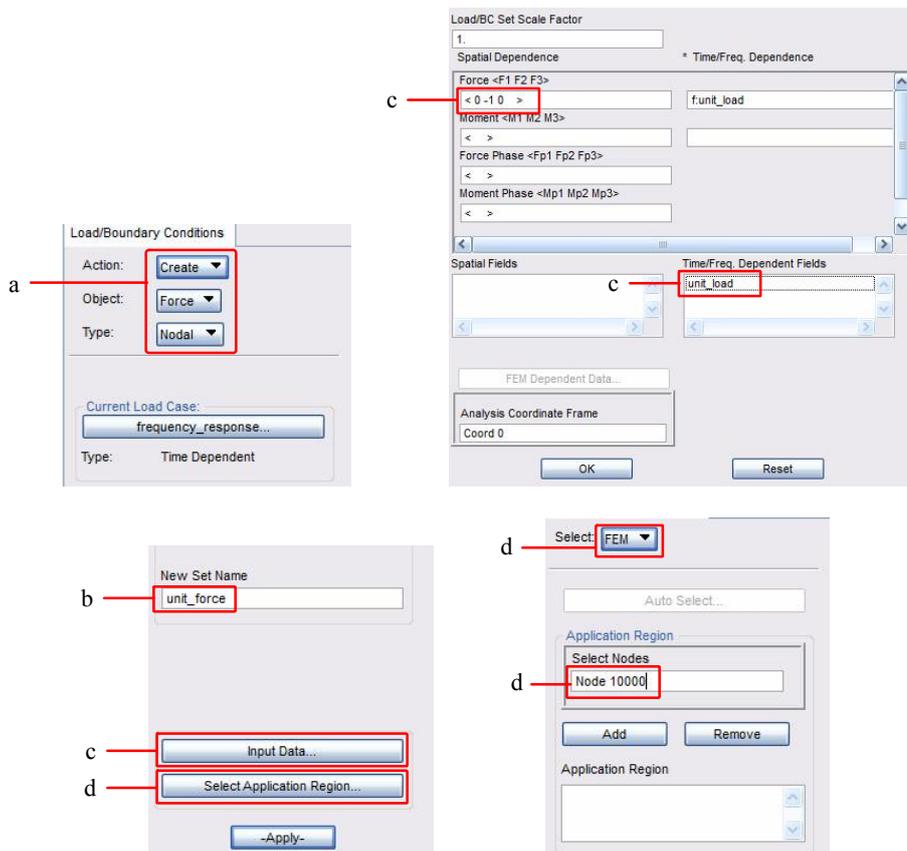


图 3-10 定义载荷

3. 设置分析参数并提交分析作业

首先讲解使用直接法求解。

(1) 单击工具栏中的 Analysis 按钮, 依次设置 Action、Object 及 Method 的值为 Analyze、Entire Model 及 Full Run。

(2) 单击 Solution Type... 按钮, 打开 MSC Nastran Solution Type 窗口, 如图 3-11 中 a 所示, 选中 FREQUENCY RESPONSE 单选按钮; 如图 3-11 中 b 所示, 设置 Formulation 为 Direct; 如图 3-11 中 c 所示, 单击 Solution Parameters... 按钮, 在弹出的界面中设置 Struct. Damping Coeff. 为 0.02, 单击 OK 按钮返回, 再单击 OK 按钮关闭求解类型定义窗口。

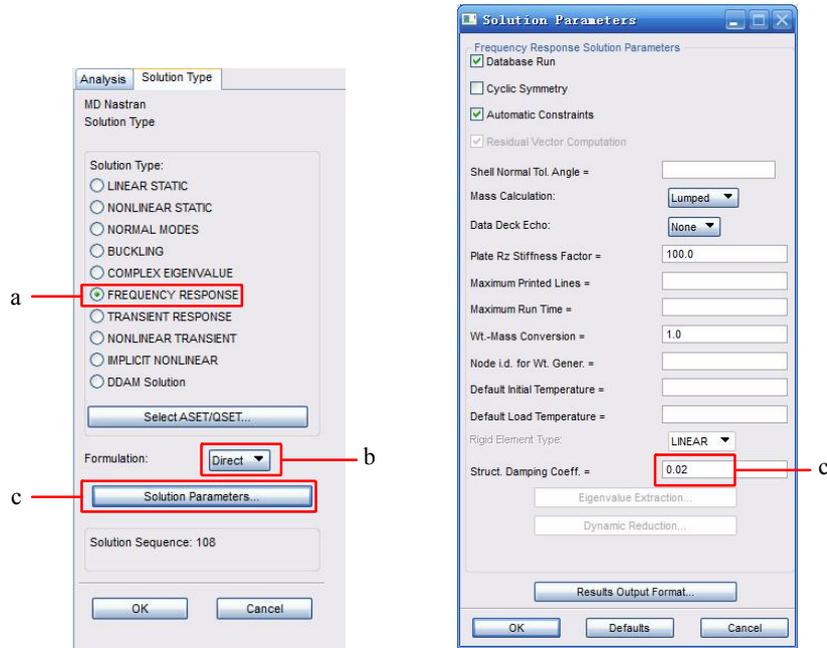


图 3-11 定义直接频响分析

(3) 单击 Subcases... 按钮, 如图 3-12 中 a 所示, 单击 frequency_response, 将 Subcase Name 设置为相同的名字; 如图 3-12 中 b 所示, 单击 Subcase Parameters... 按钮, 在弹出的界面内单击 DEFINE FREQUENCIES... 按钮; 如图 3-12 中 c 所示, 定义起始频率为 1, 结束频率为 100, 步数为 100, 连续单击 OK 按钮, 回到分析设置界面。

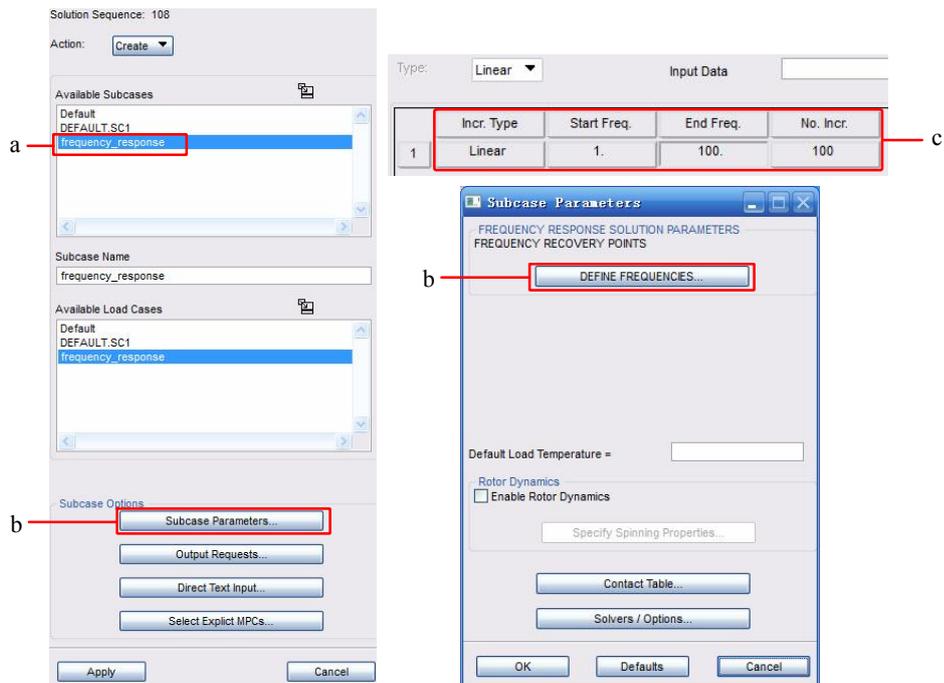


图 3-12 直接法频响分析定义

(4) 将 Job Name 设置为 car_direct, 单击 Subcase Select...按钮, 在弹出的窗口中, 如图 3-13 所示, 单击 frequency_response, 选取其为计算工况, 单击 OK 按钮返回, 再单击 Apply 按钮递交计算。

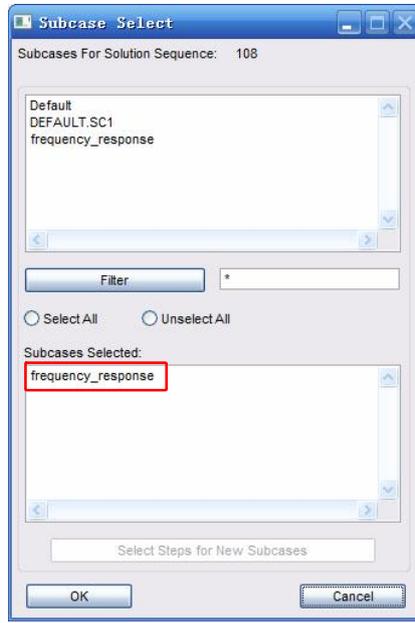


图 3-13 选取 Subcases

接下来讲解使用模态法求解。

(1) 单击 Solution Type...按钮, 打开 MSC Nastran Solution Type 窗口, 如图 3-14 中 a 所示, 选中 FREQUENCY RESPONSE 单选按钮; 如图 3-14 中 b 所示, 设置 Formulation 为 Modal; 如图 3-14 中 c 所示, 单击 Solution Parameters...按钮, 在弹出的界面中将 Residual Vector Computation 项取消勾选; 如图 3-14 中 d 所示, 单击 Eigenvalue Extraction...按钮, 在弹出的界面中设置特征值提取的低阶频率为 1Hz, 连续单击 OK 按钮, 关闭求解类型定义窗口。

(2) 单击 Subcases...按钮, 如图 3-15 中 a 所示, 单击 frequency_response, 将 Subcase Name 设置为相同的名字; 如图 3-15 中 b 所示, 单击 Subcase Parameters...按钮, 在弹出的界面内, 如图 3-15 中 c 所示, 单击 DEFINE FREQUENCIES...按钮定义起始频率为 1, 结束频率为 100, 步数为 100; 如图 3-15 中 d 所示, 选择 Modal Damping 为 Crit. Damp.(CRIT), 单击 DEFINE MODAL DAMPING...按钮, 在弹出的界面内定义频率在 1~100Hz 区间内, 临界阻尼比为 0.01, 连续单击 OK 按钮, 回到分析设置界面。

(3) 将 Job Name 设置为 car_modal, 单击 Subcase Select...按钮, 在弹出的窗口中, 如图 3-16 所示, 单击 frequency_response, 选取其为计算工况, 单击 OK 按钮返回, 再单击 Apply 按钮递交计算。

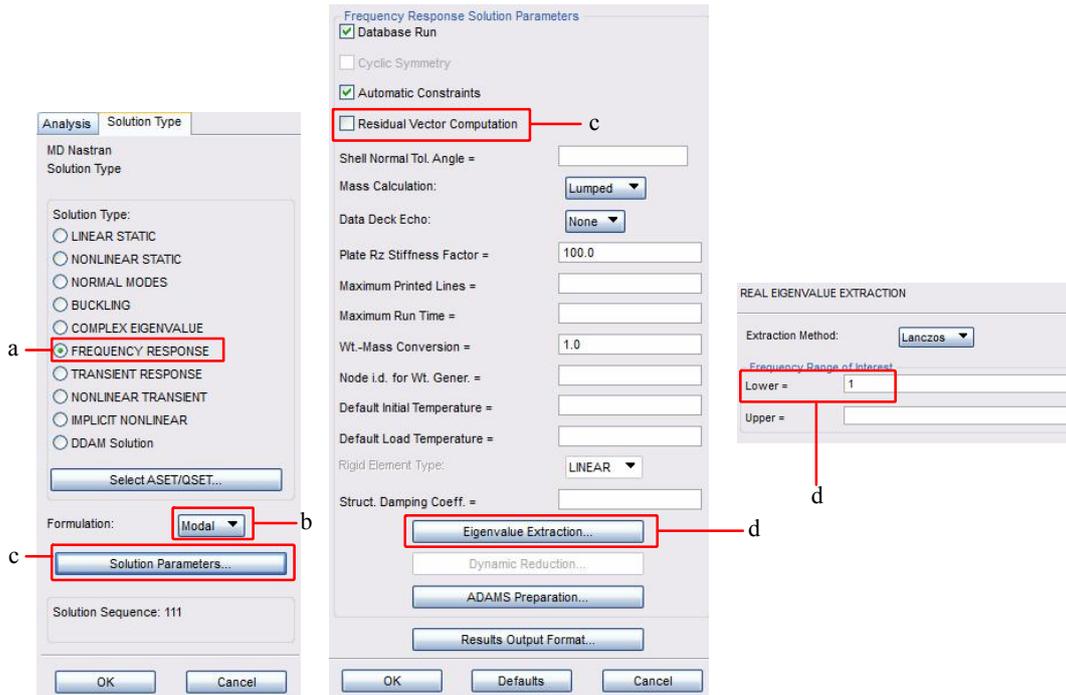


图 3-14 定义模态频响分析

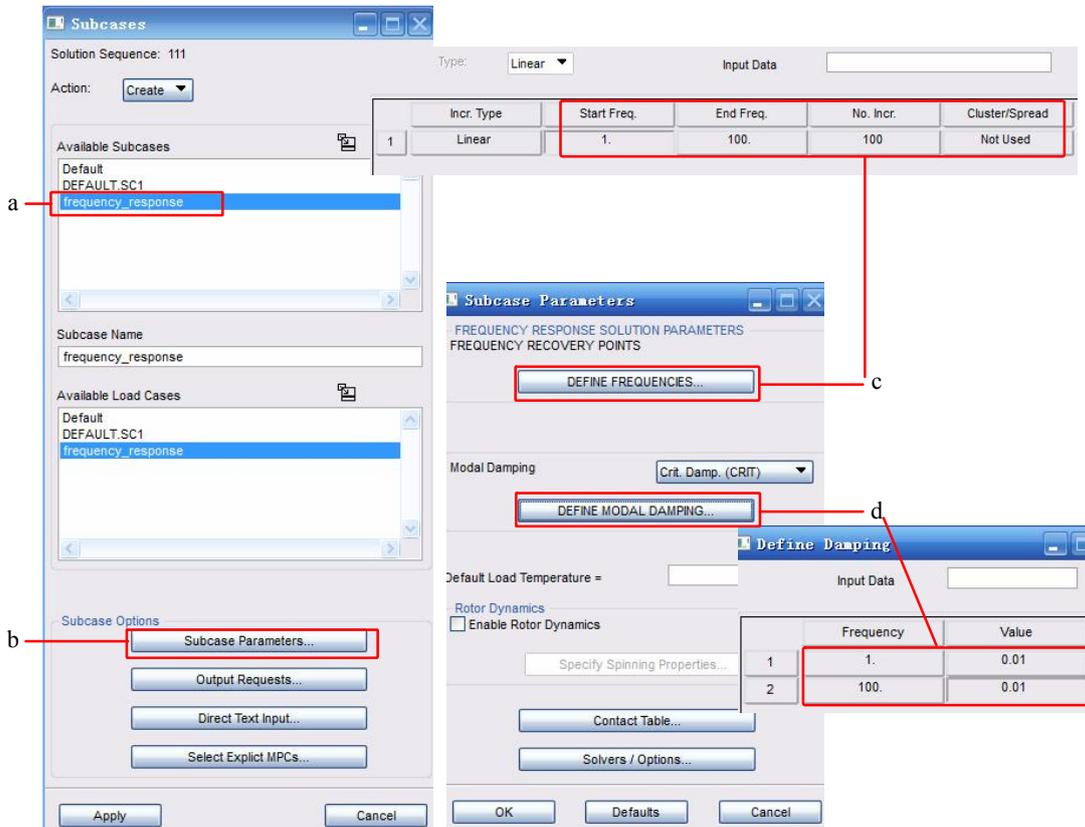


图 3-15 模态法频响分析定义

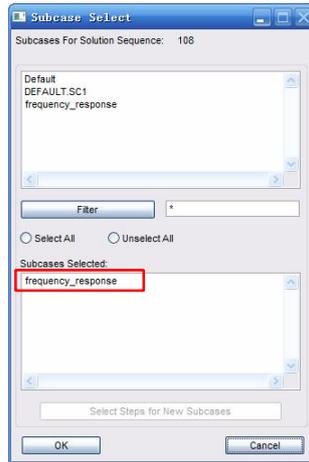


图 3-16 选取 Subcases

4. 结果查看

在频率响应分析中，通常需要查看关键位置点上的动力响应量与频率变化的关系，下面以输出 Node 7858, 8796, 8640 三个节点上的位移响应曲线为例，说明如何在 MSC Patran 下进行此类后处理。

(1) 单击工具栏中的 Analysis 按钮，依次设置 Action、Object 及 Method 的值为 Access Results、Attach XDB 及 Results Entities，选择相应结果文件关联。

(2) 单击工具栏中的 Results 按钮，如图 3-17 中 a 所示，依次设置 Action、Object 及 Method 的属性为 Create、Graph 及 Y vs X；如图 3-17 中 b 所示，单击 Select Subcases 按钮，弹出 Select Result Cases 窗口，单击选中 frequency_response，单击 Filter 按钮，单击 Apply 按钮；如图 3-17 中 c 所示，选中 Displacements, Translational 项。

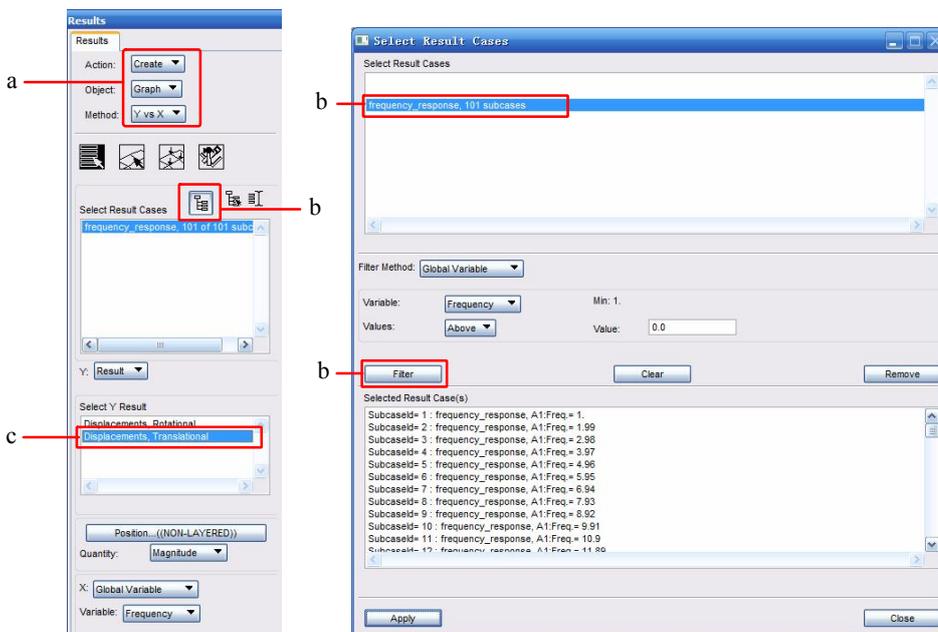


图 3-17 选取结果

(3) 如图 3-18 中 a 所示, 单击 Target Entities 按钮, 选取节点 Node 7858 8796 8640; 如图 3-18 中 b 所示, 单击 Display Attributes 按钮, 将 Y Axis Scale 设置为 Log 显示, 单击 Apply 按钮。

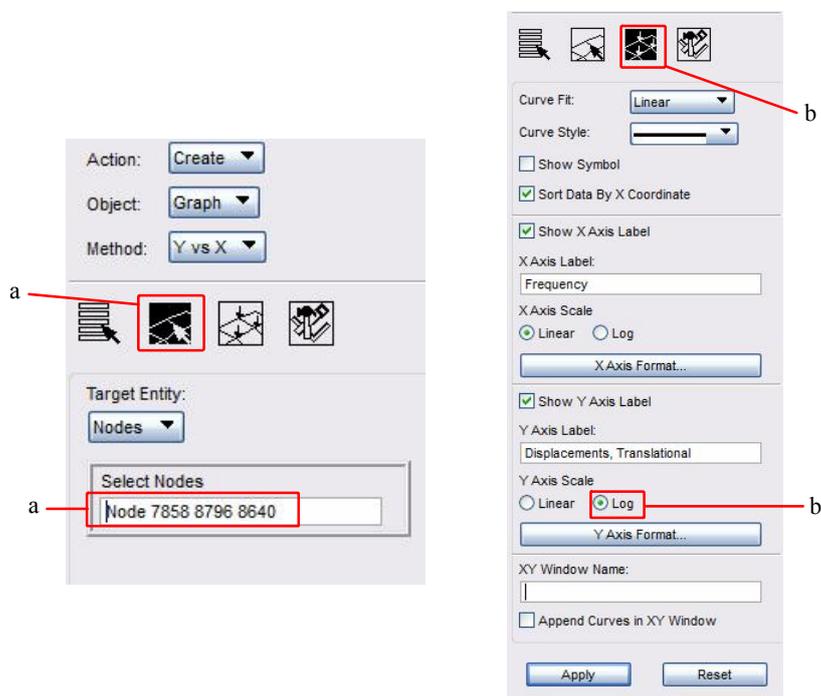


图 3-18 设置结果曲线参数

(4) 直接法和模态法生成的结果曲线分别如图 3-19 和图 3-20 所示。

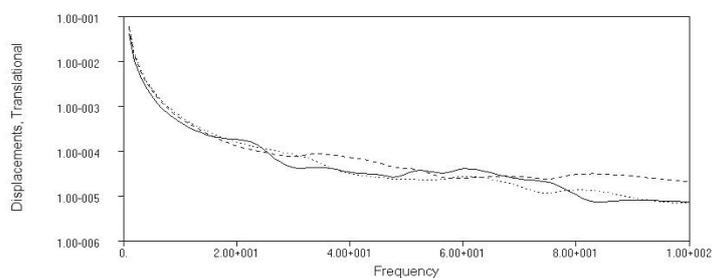


图 3-19 三个关键位置点在频域下的位移响应结果 (直接法)

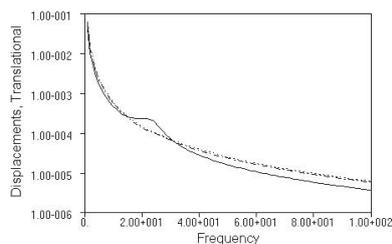


图 3-20 三个关键位置点在频域下的位移响应结果 (模态法)