

## EVALUACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DINÁMICAS Y SERVICIABILIDAD

### VIBRATORIA DE ENTREPISOS DE MADERA<sup>1</sup>

Mario W. E. Toledo<sup>2</sup>; Liz G. Nallim<sup>3</sup>; Ezequiel D. Sánchez<sup>4</sup>

#### RESUMEN

Los sistemas de entresijos de madera son comunes en edificios públicos y privados en la ciudad de Salta, Argentina. Las vibraciones verticales pueden provocar una sensación de incomodidad que afecta la serviciabilidad estructural. Recientemente, se aprobó el nuevo Reglamento Argentino de Estructuras de Madera CIRSOC 601 que contempla el control de vibraciones, que establece un valor mínimo para la frecuencia natural de vibración y limita la deflexión máxima instantánea. Por lo mencionado, la determinación de las características dinámicas es de fundamental importancia para la verificación y estudio de la serviciabilidad vibratoria de este tipo de sistemas estructurales. En este trabajo se estudia la serviciabilidad vibratoria de entresijos de madera estableciendo comparaciones con los criterios propuestos por la normativa vigente. Se presentan resultados obtenidos experimentalmente y aplicando métodos numéricos, a través del método de los elementos finitos (MEF), de entresijos de madera contruidos con Pino Elliottis, considerando diferentes combinaciones de luces. En cuanto a la determinación experimental, se obtuvieron las características dinámicas utilizando acelerómetros triaxiales Kinometrics y registradora de datos. En cuanto al MEF, se construyeron modelos tridimensionales empleando el programa SAP. Del análisis de los resultados obtenidos tanto numérica

<sup>1</sup> XXXVII Jornadas Sudamericanas de Ingeniería Estructural. Noviembre 2016. Asunción, Paraguay.

<sup>2</sup>Mag. en Ing. Estructural, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Salta - CIUNSa, Avda. Bolivia 5150, 4400 Salta, Argentina, mwtoledo@unsa.edu.ar. Autor para correspondencia: Mario Toledo, mwtoledo@unsa.edu.ar.

<sup>3</sup>Dr. en Ingeniería, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Salta - Investigadora CONICET, Salta, Argentina, lnallim@unsa.edu.ar.

<sup>4</sup>Ing. Civil, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Salta - Becario Doctoral CONICET, Salta, Argentina, ezequielsanchez@conicet.gov.ar

<http://dx.doi.org/10535/rsaae.v15i3.8086>

como experimentalmente, y de la comparación con los criterios propuestos por el reglamento CIRSOC 601, se extraen conclusiones acerca de la serviciabilidad de esta tipología de entrepisos.

**Palabras claves:** entrepisos de madera, características dinámicas, serviciabilidad vibratoria, método de elementos finitos.

## 1. INTRODUCCIÓN

Los entrepisos de madera en la ciudad de Salta – Argentina se utilizan en construcciones destinadas tanto a edificios públicos como privados. En ambos casos la tipología utilizada, en general, está integrada por un sistema machihembrado de tablas que apoyan sobre tirantes de madera. La baja masa de este tipo de entrepisos los hace más sensibles a cargas dinámicas inducidas por actividades humanas habituales, tales como caminar o correr, frente a las típicas losas de hormigón o entrepisos de viguetas pre-moldeadas con capa de compresión de hormigón armado. La particularidad mencionada puede afectar sensiblemente la serviciabilidad estructural. Para resolver este problema resulta necesario adecuar y optimizar las propiedades dinámicas de las estructuras modificando, ya sea la masa, la rigidez o las propiedades de amortiguamiento. En general, la solución más viable y técnicamente conducente es incrementar la rigidez.

La sensibilidad humana a las vibraciones depende de la frecuencia de resonancia del sistema entripiso-acción dinámica aplicada (persona caminando). El umbral de percepción humana está en un rango de entre 4 y 8 *Hz*, por lo que, si se “ajusta” el límite de la primera frecuencia a un valor superior a 8 *Hz*, disminuye la percepción de este tipo de vibraciones por parte de las personas.

Las primeras propuestas de diseño en términos de serviciabilidad estaban dirigidas a controlar las deflexiones estáticas. Básicamente, se establece un límite a la deflexión en el centro de la luz producida, ya sea bajo carga uniformemente distribuida (Hu and Chui, 2001) o por una carga puntual de 1 *KN* (Foschi and Gupta, 1987; Onysko, 1988). Hu and Chui (2001) presentan una interesante revisión de artículos que contiene las investigaciones desarrolladas entre los años 1970 y 1990. Trabajos posteriores (Dolan et al.,

1999) demostraron que las condiciones de control de deflexiones estáticas no eran suficientes, por lo que las investigaciones se enfocaron en el estudio de las propiedades dinámicas del sistema. Entre ellas se pueden mencionar, por ejemplo, las propuestas que tienen en cuenta, además de la limitación de la deflexión por carga puntual unitaria, la respuesta en velocidad debida a un impulso unitario para un coeficiente de amortiguamiento determinado, y la media cuadrática de la velocidad (Ohlsson, 1998); la frecuencia fundamental y el valor cuadrático medio, ponderado en frecuencia, de la aceleración (Smith and Chui, 1988); y la deflexión por carga puntual en combinación con la frecuencia fundamental (Hamm, Richter and Winter, 2010). Estos enfoques dieron origen a diferentes criterios que sirvieron de base para distintas normativas (Zhang, 2012), algunas de ellas sólo abordan el problema limitando las deflexiones verticales provocadas por sobrecargas uniformes. Las normas finlandesa y argentina, por ejemplo, adoptan criterios más globales (Zhang et al, 2013). Estas normas proponen un control de vibraciones asegurando un valor mínimo de la frecuencia natural de vibración  $f_1$  del entrepiso y limitando su deflexión  $\Delta_{i(1KN)}$  instantánea bajo la acción de una carga concentrada de 1 KN (Reglamento CIRSOC 601, 2013). Esto último se basa en las recomendaciones de diseño de estructuras de maderas dadas por el EUROCODE 5 (2004).

En resumen, se observa que el desempeño vibratorio de los entrepisos de madera ha sido objeto de estudio desde la década del 80 hasta el presente, debido a que los criterios de serviciabilidad vibratoria controlan el diseño de este tipo de sistemas estructurales (Toledo et al., 2017).

Por lo expuesto, en este trabajo se propone el estudio de la serviciabilidad vibratoria de entrepisos de madera típicos de la región, utilizando métodos numéricos y experimentales, comparando los resultados con los criterios propuestos por la normativa vigente en Argentina y estableciendo conclusiones y recomendaciones al respecto.

## **2. DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL**

### **2.1. Características geométricas y mecánicas de los entrepisos de madera analizados**

Los entrepisos analizados corresponden a sistemas constructivos típicos, empleados en Salta (Argentina) y en otras regiones de América. La estructura principal está constituida por tirantes de madera de Pino Elliotti de 3" x 6" ( $b=70\text{ mm}$  x  $d=140\text{ mm}$ ) correspondiente a las medidas de la madera cepillada. Los tirantes están separados una distancia de 0,5 m medida entre ejes. Sobre los tirantes apoyan, en dirección perpendicular, un sistema de tablas de 22 mm de espesor que se conectan entre sí por un sistema tipo macho-hembra. Este sistema machihembrado se une a los tirantes a través de tornillos auto-perforantes de 6" x 1½" (3,6 mm x 38 mm). Con el propósito de evaluar el comportamiento dinámico del sistema estructural, se consideraron cinco modelos, los cuales corresponden a las siguientes luces:  $l_{x1} = 4,80\text{ m}$ ;  $l_{x2} = 4,40\text{ m}$ ;  $l_{x3} = 4,00\text{ m}$ ;  $l_{x4} = 3,60\text{ m}$ ;  $l_{x5} = 3,20\text{ m}$ . En la Figura 1 se muestran las características geométricas del sistema estructural.

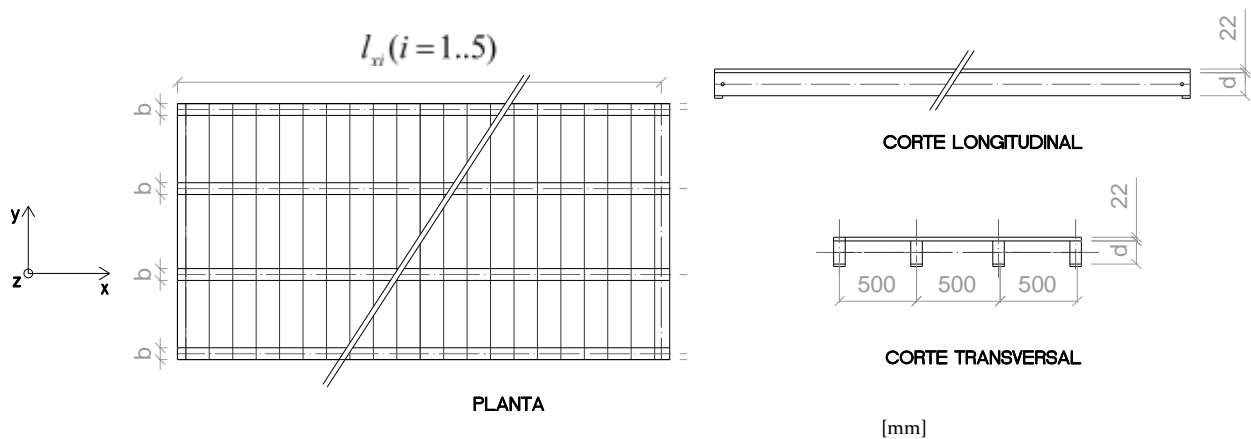


Figura 1: Características geométricas de los entrepisos analizados

Como se mencionó anteriormente, en todos los casos, el material considerado corresponde a Pino Elliottis procedente de Misiones (Argentina) caracterizados con clase de resistencia tipo 2, tomando los valores de referencia fijados por el Reglamento CIRSOC 601 (2013) en el Suplemento 1, Tabla S.1.1.3-3 y Tabla S.1.1.3-4. En la Tabla 1 se muestran las características mecánicas consideradas para este estudio. La densidad corresponde al percentil del 5 % con un contenido de humedad del 12 % (Reglamento CIRSOC 601, 2013).

Tabla 1: Valores de referencia Pino Elliottis – CIRSOC 601

Clase de resistencia	Resistencia a flexión $F_b$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Módulo de Elasticidad $E$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Densidad $\rho$ [Kg/m <sup>3</sup> ]
2	3,2	6500	390

## 2.2. Condiciones de apoyo

Las condiciones de apoyo del entrepiso son variables importantes a tener en cuenta al momento de evaluar la respuesta dinámica de este tipo de estructuras. De relevamientos previos efectuados en algunas estructuras típicas de la ciudad de Salta, se observó la utilización de diferentes condiciones de apoyo, que varían desde apoyos simples hasta empotramientos parciales. En este trabajo se optó por considerar modelos simples, dejando para estudios posteriores el análisis más detallado de este aspecto. Las condiciones de apoyo propuestas para este análisis consisten en considerar dos bordes paralelos con restricciones traslacionales a nivel de eje de tirantes y dos bordes libres. Para materializar estas condiciones se colocó un eje de acero a lo largo de la longitud  $l_y$  como se muestra en la Fig. 2.



Figura 2: Apoyo del entrepiso

## 2.3. Ensayos dinámicos

Para el estudio dinámico experimental se llevaron a cabo dos tipos de ensayos: a) Medición de vibración ambiental; y b) Medición de la respuesta inducida por peatón o martillo. El ensayo de vibración ambiental consiste en mediciones de 30 minutos, empleando acelerómetros ubicados en el centro y cuarto

de la luz del entrepiso. El ensayo de respuesta inducida por peatón se realizó con mediciones cortas, de 60 a 120 segundos, induciendo una determinada frecuencia por el paso de uno o dos peatones a través del entrepiso; los sensores convenientemente ubicados registran las frecuencias que el peatón induce. La ventaja del método de vibración ambiental frente a los de vibración forzada, es que no se necesitan equipos especiales de excitación, implican un mínimo de interferencia con el uso normal de la estructura, lo cual es aconsejable, por ejemplo, para el estudio de entrepisos en edificios públicos. Además, a través del método de vibración ambiental se detectan todas las frecuencias posibles en el rango de trabajo del equipo. Por las razones expuestas, es que en este trabajo se presentan los resultados obtenidos por vibración ambiental.

En todos los casos se utilizaron dos equipos, uno de ellos es el equipo K2 Kinematics (Kinematics Inc. 2002) que consta de una registradora digital de doce canales, y cuatro acelerómetros triaxiales de balance de fuerzas (Fig. 3a). Cada sensor puede medir aceleraciones en tres direcciones ortogonales utilizando tres canales por acelerómetro. La sensibilidad de los acelerómetros Kinematics es de 1250  $mV/g$ . La estación registradora digital cuenta con un sistema de adquisición de datos, convertidor de señales (A/D), acondicionamiento de señal y almacenamiento de datos digitales. El otro equipo es el ADQ (Fig. 3b) que consta de una unidad de adquisición de datos con canales múltiples (Canales 1 a 8), dos acelerómetros Wilcoxon 780A y el software correspondiente. Los sensores Wilcoxon tienen amplio rango de medición (0-10.000  $Hz$ ) pero su precisión es menor (100  $mV/g$ ). La utilización de dos equipos diferentes, cada uno con su sensibilidad y software correspondiente, permite comparar resultados.

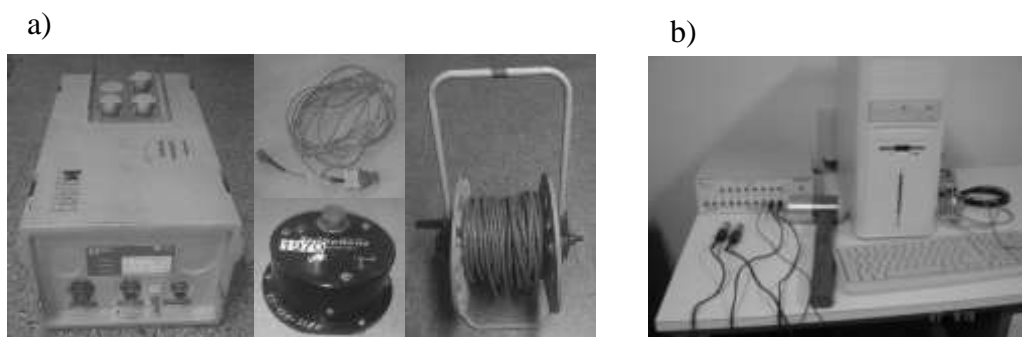


Figura 3: Equipos para ensayos dinámicos: a) Kinematics; b) ADQ

Los ensayos de vibración ambiental (Fig. 4a y 4b) se realizaron por períodos de 1800 s en intervalos de 0,005 s, es decir con una velocidad de captura de 200 muestras por segundo, lo cual implica un total de 360.000 puntos de datos. La señal convertida a digital y acondicionada fue almacenada en las grabadoras correspondientes.

El análisis modal, basado en los datos medidos, se llevó a cabo usando la técnica clásica de identificación del parámetro modal Peak-Picking (Ewins, 2000) en el dominio de frecuencias. El método permite obtener resultados confiables siempre que se cumplan las hipótesis básicas de bajo amortiguamiento y frecuencias no muy bajas. Se analizó la Densidad Espectral de Potencia (PSD) y se identificaron las frecuencias naturales. La PSD se determinó utilizando el programa PSD-versión 2.3.2 de Kinematics Inc. (Kinematics Strong Motion Analyst, 2004) y el Software ADQ2 2.01 (Manual del Usuario ADQ 2.0, 2009).

Las frecuencias naturales se determinan a partir de los picos de resonancia en la función PSD. En las Figuras 5 y 6 se muestran las funciones de Densidad Espectral de Potencia de las mediciones de vibración ambiental realizadas con el equipo K2 y ADQ respectivamente. En la Tabla 2 se resumen los valores obtenidos. Debido a que las mediciones con ambos equipos resultan prácticamente idénticas, se tomaron como valores de referencia las mediciones obtenidas con el equipo Kinematics.

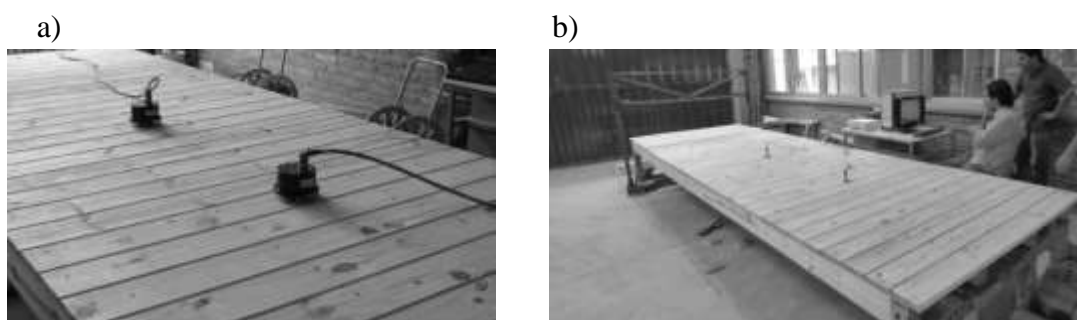


Figura 4: Ensayos dinámicos: a) Kinematics; b) Equipo ADQ

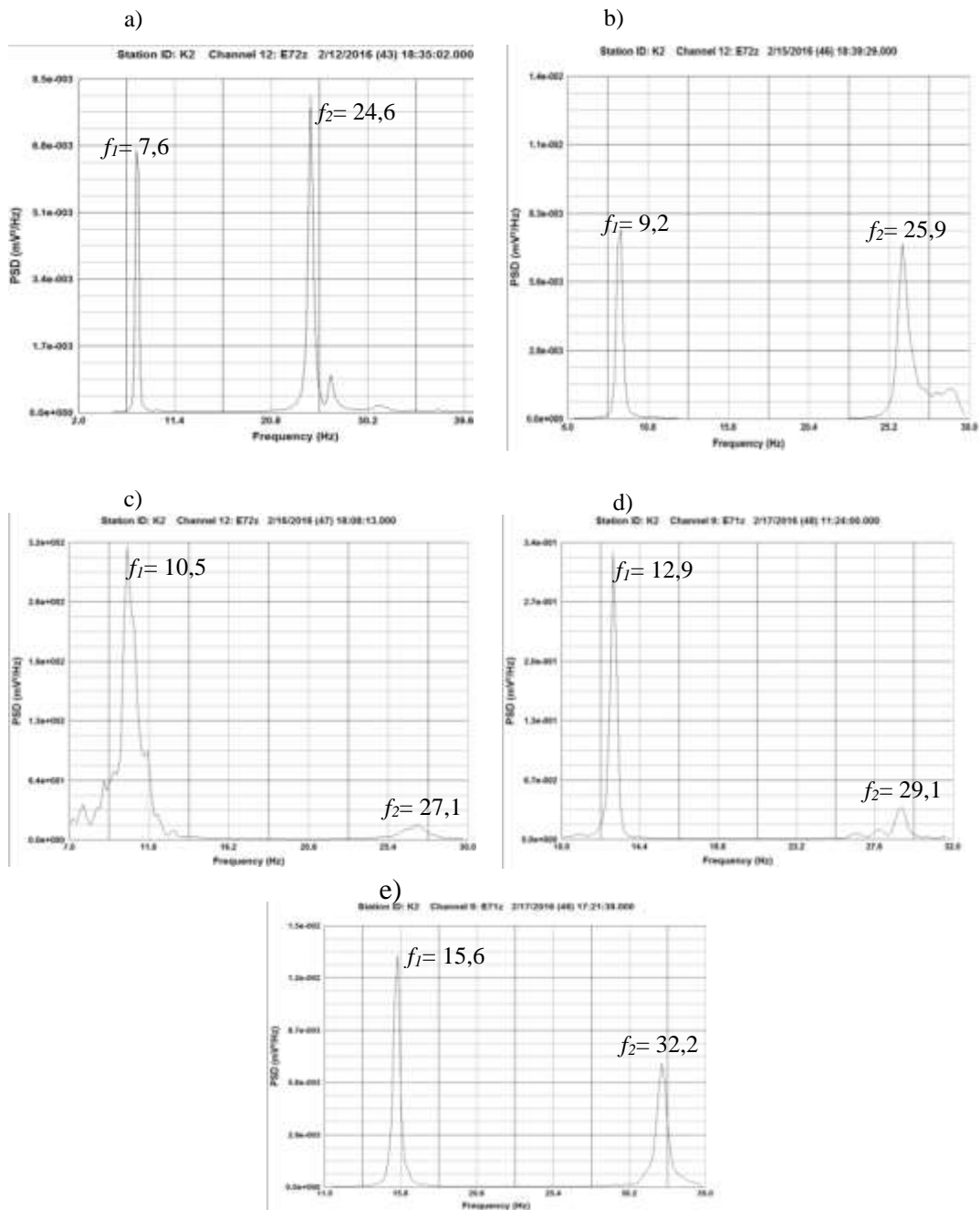


Figura 5: Função Densidade Espectral de Potência (Kinematics). Entrepisos de luz:  
a)  $l_{x1} = 4,80$  m; b)  $l_{x2} = 4,40$  m; c)  $l_{x3} = 4,00$  m; d)  $l_{x4} = 3,60$  m y e)  $l_{x5} = 3,20$  m.



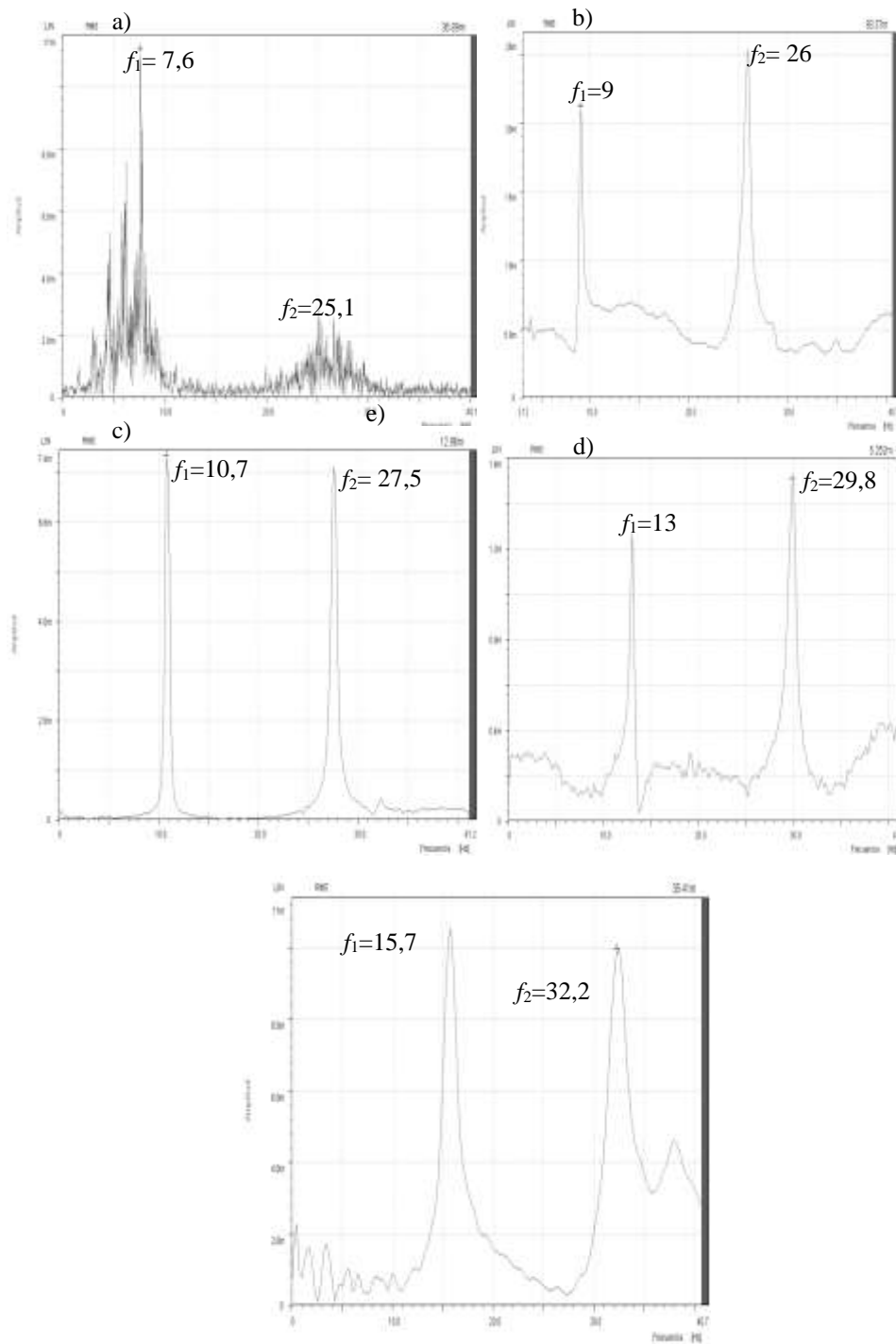


Figura 6: Função Densidade Espectral de Potência medições ADQ. Entrepisos de luz:  
 a)  $l_{x1} = 4,80 m$ ; b)  $l_{x2} = 4,40 m$ ; c)  $l_{x3} = 4,00 m$ ; d)  $l_{x4} = 3,60 m$  y e)  $l_{x5} = 3,20 m$

Tabla 2: Resumen de Frecuencias naturales obtenidas experimentalmente

Entrepiso de luz [m]	Mediciones Kinematics		Mediciones ADQ	
	$f_1$ [Hz]	$f_2$ [Hz]	$f_1$ [Hz]	$f_2$ [Hz]
$l_{x1} = 4,80$	7,6	24,6	7,7	25,2
$l_{x2} = 4,40$	9,2	25,9	9,0	26,0
$l_{x3} = 4,00$	10,5	27,1	10,7	27,5
$l_{x4} = 3,60$	12,9	29,1	13,0	29,9
$l_{x5} = 3,20$	15,6	32,2	15,7	32,2

### 3. MODELACIÓN NUMÉRICA

Para realizar el análisis numérico se empleó el método de los elementos finitos con modelos tridimensionales, utilizando el programa comercial SAP 2000 (CSI, 2013). Los tirantes de 3" x 6" fueron discretizados utilizando elementos sólidos tipo "Solid 3D", en tanto que el sistema de tablas machihembradas se simuló con elementos lámina tipo "Shell thin". Las conexiones entre las tablas y los tirantes (tornillos auto-perforantes de 6"x1½") fueron modeladas de acuerdo a lo propuesto por Glisovic and Stevanovic (2010) empleando elementos de conexión tipo "Link 2 nodos", disponible en la galería del programa, considerándolos como vínculos elásticos y cuyas características se resumen en la Tabla 3.

Tabla 3: Características mecánicas de los elementos de conexión

Elemento	Rigidez axial [N/mm]	Rigidez al corte [N/mm]	Rigidez rotacional [N-mm]
Conectores Link	$1,2 \times 10^9$	$1,2 \times 10^3$	180

En la Figura 7 se muestran las formas modales asociadas a los dos primeros modos flexionales de vibración obtenidas con el modelo numérico para el entrepiso de mayor luz.



Figura 7: Formas modales entrepiso de luz  $l_{x1} = 4,8 \text{ m}$  asociadas a las frecuencias:

a)  $f_1 = 7,6 \text{ Hz}$ ; b)  $f_2 = 27,1 \text{ Hz}$

Puede observarse que las frecuencias naturales correspondiente a los dos primeros modos de vibración concuerdan con aquellas obtenidas experimentalmente. Esto permite validar el modelo numérico desarrollado, así como las características mecánicas de los materiales y de los elementos de conexión empleados en el cálculo.

#### 4. EMPLEO DE ECUACIONES APROXIMADAS

Para la determinación de la frecuencia natural de vibración la norma propone la siguiente expresión:

$$f_1 = \frac{\pi}{2l^2} \sqrt{\frac{E'I}{m_{ua}}} \quad (1)$$

donde  $l = l_{xi}$  (Figura 1) es la luz de cálculo,  $E'$  es el módulo de elasticidad ajustado dado por la expresión:

$$E' = E \times C_M \times C_t \quad (2)$$

donde  $C_M$  y  $C_t$  son los factores de condiciones de servicio y de temperatura;  $I$  es el momento de inercia de la sección transversal de los miembros existentes en una franja de entrepiso con ancho igual a 1 m [ $m^4/m$ ], y  $m_{ua}$  es la masa del entrepiso por unidad de área [ $Kg/m^2 = Ns^2/m^3$ ].

Para la aplicación de la ec. (1) en los entrepisos analizados se consideraron los cinco modelos correspondientes a las cinco diferentes luces; el módulo  $E'$  se obtuvo considerando  $C_M \times C_t = 1$ , ya que el entrepiso está ubicado en un lugar protegido (vigas en clima interior); la masa por unidad de área  $m_{ua}$  corresponde a la carga permanente  $D$ . Por otra parte, el Manual de Aplicación de los Criterios de Diseño adoptados en el Reglamento Argentino de Estructuras de Madera CIRSOC 601(2013), recomienda estimar también la frecuencia  $f_1$  suponiendo que un porcentaje de la sobrecarga de uso  $L$  actúa en forma simultánea con el peso propio. En este análisis se adoptó una sobrecarga de uso correspondiente a oficinas ( $L = 2,5 KN/m^2$ ), y se determinó la frecuencia  $f_1$  considerando  $D + 0,5L$ .

Para la determinación de la deflexión instantánea producida por una carga concentrada de 1 KN ubicada en el centro del vano, el Manual CIRSOC 601(2013) propone la siguiente expresión:

$$\Delta_{i(1KN)} = \frac{(1KN)l^3}{48E'I} \quad (3)$$

donde  $l = l_{xi}$ ,  $E'$  e  $I$  tienen el mismo significado descripto anteriormente.

## 5. COMPARACIÓN DE RESULTADOS Y EVALUACIÓN DE LA SERVICIABILIDAD VIBRATORIA.

Para minimizar las vibraciones dadas por el tránsito humano el Reglamento CIRSOC 601 propone:

a) controlar la rigidez del entrepiso a través de asegurar un valor mínimo de su frecuencia natural de vibración:  $f_1 > 8 \text{ Hz}$ .

b) limitar su deflexión instantánea bajo la acción de una carga concentrada de 1 KN:

$\Delta_{i(1KN)} \leq \frac{7,5}{l^{1,2}} \text{ mm} \leq 1,5 \text{ mm}$ , donde  $l = l_{xi}$  (Figura 1) expresada en metros.

A efectos de analizar la serviciabilidad vibratoria considerando los dos parámetros de restricción arriba mencionados, en las Tablas 4 y 5 se resumen los resultados obtenidos para ambos parámetros mediante los ensayos experimentales, la modelación numérica y la aplicación de las fórmulas aproximadas. Asimismo, en ambas tablas se incluye una columna adicional en la que se explicita la restricción establecida para cada parámetro.

En la Tabla 4 se presentan las frecuencias naturales considerando una masa derivada del peso propio ( $D$ ). Si se comparan los valores obtenidos se observa que éstos ajustan razonablemente para luces mayores a 3,6 m; las mayores diferencias se obtienen para los entrepisos de menor luz, es decir los más rígidos. Además, para luces mayores a 4,8 m las frecuencias no cumplen con los requerimientos normativos ( $f_1 = 7,6 \text{ Hz} \not\geq 8 \text{ Hz}$ ). Otras normas más exigentes, como la finlandesa (Zhang et al., 2013), proponen que la frecuencia debe ser mayor a 9 Hz.

Tabla 4: Comparación de frecuencias experimentales, MEF y ecuaciones aprox. CIRSOC 601

Entrepiso de luz [m]	Experimental	MEF	Ec. Aprox. CIRSOC 601 $f_1 = \frac{\pi}{2l^2} \sqrt{\frac{E'I}{m_{ua}}}$	Discrepancia Experim. vs. MEF [%]	Discrepancia Experim. vs. Ec.aprox. [%]	$f_1 > 8 \text{ Hz}$
	$f_1$ [Hz]	$f_1$ [Hz]	$f_1$ [Hz]			
$l_{x1} = 4,80$	7,6	7,6	7,6	0,0	0,0	No cumple
$l_{x2} = 4,40$	9,2	9,1	9,1	1,1	1,1	Cumple
$l_{x3} = 4,00$	10,5	11,0	11,1	4,8	5,7	Cumple
$l_{x4} = 3,60$	12,9	13,5	13,6	4,6	5,4	Cumple
$l_{x5} = 3,20$	15,6	17,1	17,2	9,6	10,3	Cumple

Tabla 5: Deflexión para una carga puntual 1 KN aplicada en el centro luz

Entrepiso de luz [m]	Experimental [mm]	MEF [mm]	Ec. Aprox. $\Delta_{i(1KN)} = \frac{(1KN)l^3}{48EI}$ [mm]	Discrepancia Experimental vs. Fórmula analítica [%]	LÍMITES CIRSOC 601	
					$\leq \frac{7,5}{l^{1,2}}$ [mm]	$\leq 1,5$ [mm]
$l_{x1} = 4,80$	7,67	6,9	11,07	44,3	1,14	No cumple
$l_{x2} = 4,40$	6,29	5,8	8,53	35,6	1,27	No cumple
$l_{x3} = 4,00$	5,10	4,3	6,41	25,6	1,42	No cumple
$l_{x4} = 3,60$	3,32	2,9	4,67	40,7	1,61	No cumple
$l_{x5} = 3,20$	2,85	2,2	3,28	15,1	1,86	No cumple

En la Tabla 5 se presentan las deflexiones instantáneas medidas experimentalmente, las obtenidas con el modelo numérico, las calculadas con la ec. (3), y la comparación con los límites establecidos por la norma CIRSOC 601. El análisis de la Tabla 5 permite apreciar una discrepancia importante entre los valores obtenidos numérica y experimentalmente, y la ecuación aproximada, especialmente para las luces mayores. Las diferencias pueden provenir, en parte, de la superficie en que se considere aplicada la carga, en este trabajo se consideró una carga distribuida en un cuadrado de aproximadamente 0,30 m x 0,30 m simulando la superficie de un peatón (medición experimental), en tanto que en la ecuación analítica se considera una carga puntual. Además, esta ecuación significa una simplificación importante del problema, ya que ésta proporciona la deflexión de una viga sin considerar el efecto del sistema entablado en la dirección perpendicular de la luz de la viga. Finalmente, si se consideran los valores límites de la deflexión

instantánea, se puede observar en las dos últimas columnas de la Tabla 5 que en ninguno de los casos considerados se cumple con este requerimiento.

En la Tabla 6 se muestran los resultados obtenidos para la frecuencia fundamental  $f_1$ , suponiendo que un porcentaje de la sobrecarga de uso  $L$  actúa en forma simultánea con el peso propio ( $D+0.5L$ ), empleando el modelo numérico descrito en la Sección 3 y la ec. (1).

Tabla 6: Resumen de frecuencias naturales considerando participación de sobrecarga ( $D+0.5L$ )

Entrepiso de luz	MEF	CIRSOC 601 $f_1 = \frac{\pi}{2l^2} \sqrt{\frac{EI}{m_{ua}}}$
[m]	$f_1$ [Hz]	$f_1$ [Hz]
$l_{x1}=4,80$	2,8	2,6
$l_{x2}=4,40$	3,3	3,1
$l_{x3}=4,00$	4,0	3,8
$l_{x4}=3,60$	4,9	4,6
$l_{x5}=3,20$	6,2	5,9

## 6. CONTROL DE VIBRACIONES

El estudio realizado en las secciones precedentes permite observar que en ciertos casos no se cumple con las condiciones determinantes para el diseño. Una alternativa para minimizar las vibraciones es controlar la rigidez del entrepiso. La ventaja del modelo tridimensional de elementos finitos desarrollado es que se cuenta con una herramienta calibrada que puede aplicarse de manera directa para realizar estudios paramétricos y de sensibilidad. Para llevar a cabo este estudio se analizaron diferentes configuraciones adoptando como variables el ancho, el alto y la luz de las vigas, como se muestran en la Tabla 7. La combinación de estos parámetros proporciona 186 configuraciones diferentes, las cuales provienen de considerar:

- 6 (seis) momentos de inercia diferentes, variando el ancho ( $b$ ) y la altura ( $d$ ) de la sección de la viga;
- 31 (treinta y un) longitudes diferentes que resultan de variar la luz  $l_x$ , desde 2 m hasta 5 m, con un paso de 0,1 m.

Tabla 7: Configuraciones analizadas

Escuadría vigas	Ancho $b$ [mm]	Alto $d$ [mm]	$I = \frac{bd^3}{12}$ [mm <sup>4</sup> ]
2" x 5"	50	125	8138020
2" x 6"	50	150	14062500
3" x 6"	75	150	21093750
4" x 6"	100	150	28125000
3" x 8"	75	200	50000000
4" x 8"	100	200	66666666

Las Tablas 8 y 9 muestran las frecuencias obtenidas con el modelo numérico tridimensional considerando la carga permanente  $D$  y la presencia simultánea de la sobrecarga de uso ( $D+0.5L$ ), respectivamente. Finalmente, la Tabla 10 presenta la deflexión instantánea por carga concentrada 1 KN.

Tabla 8: Frecuencia fundamental  $f_1$  [Hz] - SAP (considerando  $D$ )

Escuadría\Luz	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0
2" x 5"	37.0	33.8	30.7	28.2	25.8	23.9	22.0	20.5	19.0	17.8	16.6	15.6	14.6	13.7	12.9	12.2	11.5	10.9	10.3	9.8	9.3	8.9	8.5	8.1	7.7	7.4	7.1	6.8	6.5	6.2	6.0
2" x 6"	46.0	42.1	38.2	35.2	32.2	29.8	27.5	25.6	23.7	22.2	20.7	19.4	18.2	17.2	16.1	15.3	14.4	13.7	12.9	12.3	11.7	11.1	10.6	10.1	9.6	9.2	8.8	8.5	8.1	7.8	7.5
3" x 6"	50.1	45.8	41.6	38.3	34.9	32.4	29.9	27.9	25.8	24.2	22.5	21.2	19.8	18.7	17.6	16.6	15.7	14.9	14.1	13.4	12.7	12.1	11.5	11.0	10.5	10.1	9.6	9.2	8.8	8.5	8.1
4" x 6"	52.6	48.2	43.7	40.3	36.8	34.2	31.5	29.3	27.2	25.4	23.7	22.3	20.8	19.6	18.5	17.5	16.5	15.6	14.8	14.1	13.4	12.7	12.1	11.6	11.0	10.6	10.1	9.7	9.3	8.9	8.6
3" x 8"	69.3	63.5	57.7	53.2	48.7	45.2	41.6	38.8	36.0	33.7	31.4	29.5	27.6	26.1	24.5	23.2	21.9	20.8	19.6	18.7	17.7	16.9	16.1	15.4	14.7	14.0	13.4	12.9	12.3	11.9	11.4
4" x 8"	72.0	66.1	60.1	55.4	50.7	47.1	43.4	40.4	37.5	35.1	32.7	30.7	28.8	27.2	25.5	24.2	22.8	21.6	20.5	19.5	18.5	17.6	16.8	16.0	15.3	14.6	14.0	13.4	12.9	12.4	11.9

■ Tipologías que cumplen con la condición  $f_1$  [Hz] > 8 Hz

Tabla 9: Frecuencia fundamental  $f_1$  [Hz] - SAP (considerando  $D+0.5L$ )

Escuadría\Luz	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0
2" x 5"	11.6	10.6	9.7	8.9	8.1	7.6	7.0	6.5	6.0	5.6	5.2	4.9	4.6	4.4	4.1	3.9	3.7	3.5	3.3	3.1	3.0	2.8	2.7	2.6	2.4	2.3	2.2	2.1	2.1	2.0	1.9
2" x 6"	14.8	13.6	12.4	11.5	10.5	9.8	9.0	8.4	7.8	7.3	6.8	6.4	6.0	5.7	5.3	5.0	4.7	4.5	4.3	4.1	3.8	3.7	3.5	3.3	3.2	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5
3" x 6"	17.6	16.2	14.8	13.7	12.6	11.7	10.8	10.1	9.4	8.8	8.2	7.7	7.2	6.8	6.4	6.0	5.7	5.4	5.1	4.9	4.6	4.4	4.2	4.0	3.8	3.7	3.5	3.4	3.2	3.1	3.0
4" x 6"	20.0	18.4	16.7	15.5	14.2	13.3	12.3	11.5	10.6	9.9	9.3	8.7	8.2	7.7	7.3	6.9	6.5	6.2	5.8	5.5	5.3	5.0	4.8	4.6	4.4	4.2	4.0	3.8	3.7	3.5	3.4
3" x 8"	25.3	23.4	21.6	20.0	18.5	17.2	16.0	15.0	13.9	13.1	12.2	11.5	10.8	10.2	9.6	9.1	8.6	8.2	7.7	7.4	7.0	6.7	6.3	6.1	5.8	5.5	5.3	5.1	4.9	4.7	4.5
4" x 8"	28.0	26.0	24.1	22.4	20.7	19.4	18.0	16.8	15.7	14.7	13.8	13.0	12.2	11.5	10.8	10.3	9.7	9.2	8.7	8.3	7.9	7.5	7.2	6.9	6.6	6.3	6.0	5.8	5.5	5.3	5.1

■ Tipologías que cumplen con la condición  $f_1$  [Hz] > 8 Hz

Tabla 10: Deflexión instantánea por carga concentrada 1 KN:  $\Delta_{i(1KN)}$  [mm] - SAP

Escuadría\Luz	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0
2" x 5"	1.0	1.2	1.3	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.7	2.9	3.2	3.5	3.9	4.2	4.5	4.9	5.3	5.8	6.2	6.7	7.1	7.6	8.2	8.8	9.5	10.3	10.8	11.4	12.1	12.8
2" x 6"	0.7	0.8	0.9	0.9	1.0	1.2	1.3	1.4	1.5	1.7	1.8	2.0	2.2	2.3	2.5	2.8	3.0	3.2	3.5	3.7	4.0	4.3	4.6	4.9	5.2	5.7	6.2	6.5	6.7	7.1	7.6
3" x 6"	0.5	0.6	0.6	0.7	0.8	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.8	1.9	2.1	2.2	2.4	2.6	2.8	2.9	3.1	3.4	3.6	3.9	4.3	4.4	4.6	4.9	5.1
4" x 6"	0.5	0.5	0.5	0.6	0.6	0.7	0.7	0.8	0.9	1.0	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.9	2.0	2.1	2.3	2.4	2.6	2.8	3.1	3.4	3.4	3.5	3.7	3.9
3" x 8"	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.5	0.5	0.6	0.6	0.6	0.7	0.7	0.8	0.8	0.9	0.9	1.0	1.1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.9	2.1	2.1	2.1	2.2	2.3
4" x 8"	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.5	0.5	0.6	0.6	0.6	0.7	0.7	0.8	0.8	0.9	0.9	1.0	1.0	1.1	1.2	1.2	1.3	1.5	1.7	1.6	1.6	1.7	1.8

■ Tipologías que cumplen con la condición  $\Delta_{i(1KN)}$  [mm] < 1,5

A fin de analizar los resultados obtenidos en las tablas 8 a 10 y su relación con las restricciones normativas, se realizaron representaciones gráficas en tres dimensiones tomando, en el plano horizontal, las variables empleadas para el estudio paramétrico, es decir la luz  $l_x$  y el momento de inercia  $I$ . En el

eje vertical se representa de manera adimensional la respuesta estudiada. La adimensionalización se llevó a cabo dividiendo la variable obtenida por el valor límite exigido por la prescripción reglamentaria. De esta forma se define claramente la superficie que limita el comportamiento que se encuentra dentro o fuera de los requerimientos normativos. En la Figura 8 (a, b y c) se muestra el control de vibración a través de las superficies mencionadas para los parámetros: frecuencia fundamental (considerando  $D$  y  $D+0,5L$ ) y deflexión instantánea por carga concentrada, de acuerdo a lo propuesto por CIRSOC 601. Las figuras son comparables ya que los resultados que se encuentran por encima del plano límite cumplen con los requisitos reglamentarios. Para el tipo de material y condiciones de contorno analizados, las restricciones reglamentarias que más influencia tienen en la serviciabilidad vibratoria y que, por lo tanto, son determinantes en el diseño, son la deflexión por carga unitaria  $1\text{ KN}$  y la frecuencia debida a  $D+0,5L$ . Se debe tener en cuenta que la restricción proveniente de las frecuencias de vibración debidas a  $D+0,5L$  es una recomendación y no una exigencia. Se observa que el requisito de deflexión por carga unitaria es más restrictivo en las escuadrías de menor momento de inercia, mientras que el requisito de frecuencias debidas  $D+0,5L$  lo es en las escuadrías más altas.

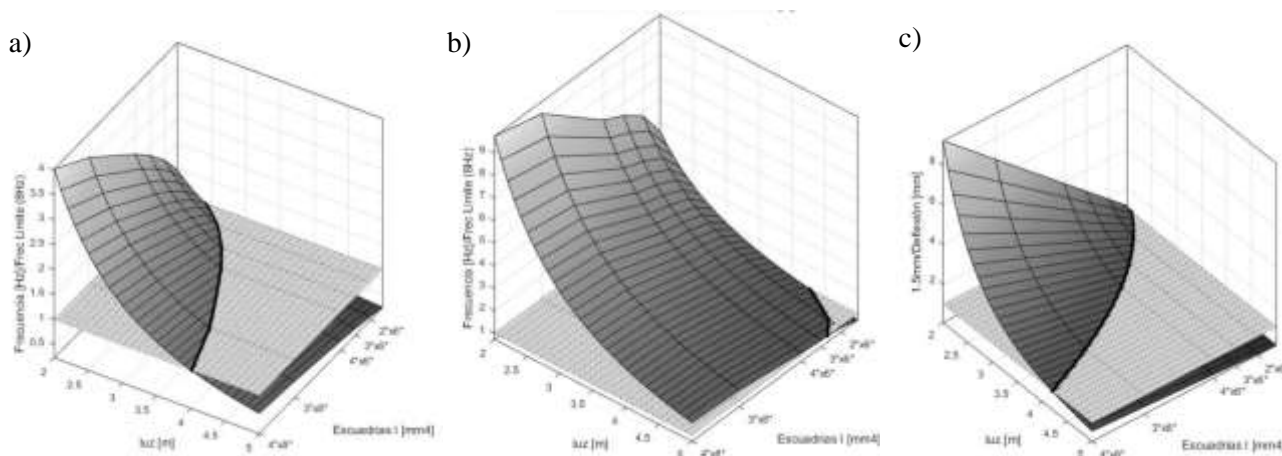


Figura 8: Control de vibraciones: a) Frecuencia fundamental  $f_1 > 8\text{ Hz}$  considerando ( $D$ ); b) Frecuencia fundamental  $f_1 > 8\text{ Hz}$  considerando ( $D+0,5L$ ); c) Deflexión instantánea por carga concentrada  $1\text{ KN}$ :  $\Delta_{i(1KN)} < 1,5\text{ mm}$



## **7. CONCLUSIONES**

En este trabajo se presenta un análisis de la serviciabilidad vibratoria de entrepisos de madera. Para el estudio se emplearon ensayos experimentales y análisis numérico mediante el método de los elementos finitos. Asimismo, se llevaron a cabo comparaciones con los criterios propuestos por la normativa vigente con el fin de obtener conclusiones consistentes acerca de su aplicación.

El análisis de los resultados de las frecuencias naturales numéricas y experimentales muestra una adecuada correlación entre ambos lo que permitió calibrar el modelo numérico. Con este modelo se realizó un estudio paramétrico de entrepisos de madera contruidos con Pino Elliottis, considerando diferentes configuraciones de rigideces y luces de vigas.

Del análisis de resultados obtenidos se deduce que las variables que controlan el diseño por serviciabilidad vibratoria son la deflexión instantánea por carga unitaria y la frecuencia natural considerando la incidencia de un 50% por sobrecarga de uso. Por lo que esta segunda condición, si bien es una recomendación y no un requerimiento de CIRSOC 601, debe ser considerada en el análisis.

Finalmente, es sabido que las condiciones de borde influyen de manera determinante y pueden cambiar la respuesta sensiblemente. Por lo que en trabajos futuros se propone continuar con esta investigación incorporando un análisis de sensibilidad para diferentes restricciones de apoyo y condiciones de contorno.

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores agradecen al CIUNSa y la colaboración en los trabajos de laboratorio y gabinete del alumno de la carrera de Ingeniería Civil de la Facultad de Ingeniería de la UNSa: Marcelo Daniel Cruz.

## **REFERENCIAS**

CSI (2013).SAP 2000 Versión 14.Linear and Nonlinearstatic and Dinamic Analysis and Design of Three Dimensional Structures. Computers and Structures, Inc. Berkeley, USA.

Dolan J.D., Murray T.M., Johnsson J.R., Runte D., Shue B.C. (1999).Preventing annoying wood floor vibrations. Journal of Structural Engineering, v. 125 (1), p. 19-24.

- Ewins D.J. (2000). Modal testing Theory, practice and application. Second Edition Research.
- Foschi R.O., and Gupta A. (1987). Reliability of floors under impact vibration. Canadian Journal of Civil Engineering, v. 14, p.683-689.
- Glisovic I., Stevanovic B. (2010). Vibrational behavior of timber floors. Proceeding of 11th World Conference on Timber Engineering, Trentino, June.
- Hamm P., Richter A. and Winter S. (2010). Floor vibrations – New results. Proceedings of the 11<sup>th</sup> World Conference on Timber Engineering, Riva del Garda, Italy.
- Hu L. J. and Chui Y. H. (2001). Vibration serviceability of timber floors in residential construction. Progress in Structural Engineering and Materials, v. 3, p. 228-237.
- Kinematics Inc.(2002). Altus Digital Recorder User's Manual, Kinematics Inc. USA.
- Kinematics Strong Motion Analyst(2004). Document 302415. Revision G.
- Manual de aplicación de los criterios de diseño adoptados en el Reglamento Argentino de Estructuras de Madera CIRSOC 601 (2013). Con ejemplos desarrollados y comentados y Tablas auxiliares para el cálculo. Coordinador Dr. Ing. Juan Carlos Piter.
- Manual del Usuario ADQ 2.0(2009). Sistema de Adquisición de Datos. K.P.S., Campana, Argentina.
- Ohlsson S. (1998). Ten years of floor vibration research – A review of aspects and some results, Proceedings of Symposium/workshop on serviceability of buildings (Movements, Deformations, Vibrations), Ottawa, Ontario, Canada.
- Onysko D.M. (1998). Performance and acceptability of wood floors-Forintek studies. National Research Council of Canada, Publication 28822, Forintek Canada Corp., Ottawa.
- Reglamento CIRSOC 601(2013). Reglamento Argentino de Estructuras de Madera. Edición Julio 2013.
- Smith I. and Chui Y.H. (1988). Design of lightweight wooden floors to avoid human discomfort. Canadian Journal of Civil Engineering, v. 15, p. 254-262.
- EUROCODE 5 (2004). The European Committee for Standardization (CEN), EN 1995-1-1. Design of timber structures. General – Common rules and rules for buildings.
- Toledo M. W. E., Nallim L. G., Bellomo F. J., Cruz M. (2017). Evaluación de la serviciabilidad vibratoria de entresijos de madera. CLEM CIMAD 2017 II Congreso Latinoamericano de Estructuras de Madera y II Congreso Ibero-Latinoamericano de la Madera en la Construcción, Buenos Aires, Mayo.
- Zhang B. (2012). Comparison of vibrational serviceability criteria for design of timber floors among the European Union countries. Proceeding of 12th World Conference on Timber Engineering, Auckland, July 2012.
- Zhang, B., Rasmussen, B., Jorissen, A., Harte, A. (2013). Comparison of vibrational comfort assessment criteria for design of timber floors among the European countries. Engineering Structures, 52: 592-607.

# EVALUATION OF DYNAMIC CHARACTERISTICS AND VIBRATORY SERVICEABILITY OF TIMBER STRUCTURAL FLOORS

## ABSTRACT

Timber mezzanine systems are common in public and private buildings in Salta, Argentina. Vertical vibrations can cause a feeling of discomfort affecting structural serviceability. Recently the new Argentine Regulation of Timber Structures CIRSOC 601 was approved. CIRSOC 601 contemplates the control of vibrations, establishing a minimum value of its natural frequency of vibration and limiting its instant maximum deflection. The main goal of this work is the vibratory serviceability study of timber mezzanines built with Pino Elliotis, using numerical and experimental methods, and its comparison with the criteria proposed by the current regulations. Experimental results of dynamic characteristics using accelerometers and numerical results obtained by finite element method (MEF) are presented. From analysis and comparison of the obtained results with criteria proposed by CIRSOC 601, conclusions are drawn about serviceability of this type of mezzanine.

**Keywords:** timber mezzanines, dynamic characteristics, vibratory serviceability, finite element method (FEM).

## INTRODUCTION

The structural typology used is formed by a tongue and groove system tables rest on wooden beams. The low mass of this type of mezzanine makes them more sensitive to dynamic loads induced by normal human activities such as walking or running, which can significantly affect the structural serviceability. To solve this problem it is necessary to optimize the dynamic properties of the structures, for example increasing their rigidity.

For experimental dynamic analysis, measurements of environmental vibration were made. Two equipment were used: K2 Kinematics and ADQ 2.0. The modal analysis, based on the measured data, was carried out using the classical technique of identification of the modal parameter Peak-Picking (Ewins, 2000) in the frequency domain. The Spectral Density of Power (PSD) was analyzed and the natural frequencies were identified.

To perform the numerical analysis, the finite element method was used with three-dimensional models using the SAP 2000 commercial program. "Solid 3D" solid elements, "Shell thin" sheet elements and "Link 2 nodes" connection elements were used, obtaining natural frequencies and flexural vibration modes.

In order to minimize the vibrations caused by human traffic, CIRSOC Regulation 601 proposes: a) control the rigidity of mezzanine through ensuring a minimum value of its natural frequency of vibration:  $f_1 > 8 \text{ Hz}$ , and b) limiting the instantaneous deflection under the action of a concentrated charge of 1 *KN*.

## **RESULTS**

In order to analyze the vibrational serviceability considering the two restriction parameters mentioned above, the results obtained by the experimental tests, the numerical modeling and the approximate formulas are summarized.

The study made it possible to observe that in certain cases the conditions that determine the design are not met. An alternative to minimize vibrations is to control mezzanine rigidity. To perform these study 186 different configurations were analyzed with the numerical model adopting as variables the cross section and the length of the beams, where it is possible to determine the typologies that fulfill the established conditions.

## **CONCLUSION**

In this paper we present an analysis of serviceability vibratory of timber mezzanines. For the study were used experimental and numerical analyses using the finite element method. Similarly, comparisons were made with the criteria proposed by the current regulations in order to obtain consistent conclusions about their application.

The analysis of the results of the numerical and experimental natural frequencies shows an adequate correlation between both, which allowed to calibrate the numerical model. With this model a parametric study of timber mezzanines constructed with Pino Elliottis was realized, considering different configurations of rigidities and lights of beams.

From the analysis of results obtained it is deduced that the variables that control the design by vibrational serviceability are the instantaneous deflection by unit load and the natural frequency considering the incidence of 50% by overload of use. Therefore, this second condition, although it is a recommendation and not a requirement of CIRSOC 601, should be considered in the analysis.

Finally, it is known that the edge conditions influence decisively and can change the response sensibly. Therefore in future works it is proposed to continue with this research incorporating a sensitivity analysis for different support constraints and boundary conditions.