

Einsatzmöglichkeiten von Polyurethan-Punktlagern bei Maschinenfundamenten

Untersuchung anhand von Rechenbeispielen

Dr.-Ing. T. Uzunoglu, **Dipl.-Ing. F. Knobloch**, **Dipl.-Ing. (FH) K. Edegger**, convex ZT GmbH, Graz

Kurzfassung

Maschinenfundamente bedürfen einer präzisen Abstimmung hinsichtlich ihres dynamischen Verhaltens, um eine verschleißfreie Funktion der rotierenden Teile zu gewährleisten. Oftmals werden bei Tischfundamenten die obere Platte oder bei Blockfundamenten der gesamte Block auf elastische Punktlager, in der Regel Federelemente gesetzt, um die erforderliche dynamische Abstimmung sowie die Reduktion der Schwingungsamplituden an den Lagerpunkten der rotierenden Teile zu erreichen.

Ein neu entwickeltes Lagersystem aus Stahl- und Polyurethankomponenten, welches sich flexibel an die statischen und konstruktiven Anforderungen anpassen lässt, könnte bei elastisch gelagerten Maschinenfundamenten ebenfalls in Einsatz kommen. Im Rahmen des Beitrages wird anhand von Beispielrechnungen an tatsächlich gebauten Maschinenfundamenten (die Projektdaten wurden anonymisiert) der mögliche Einsatz dieser Lager rechnerisch untersucht und die Ergebnisse bewertet. Die für die statische und dynamische Berechnung erforderlichen Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften wurden dafür vom Hersteller zur Verfügung gestellt.

1. Aufgabenstellung und Vorgehensweise

In diesem Beitrag wird anhand von Beispielrechnungen an tatsächlich gebauten Maschinenfundamenten (die Projektdaten wurden anonymisiert) der mögliche Einsatz von Polyurethan - Punktlagern rechnerisch untersucht und die Ergebnisse bewertet.

2. Polyurethan-Punktlager

Fa. Getzner Werkstoffe GmbH mit Hauptsitz in 6706 Bürs, Österreich stellt Polyurethan-Punktlager her (siehe Abb. 1). Aufbau und Abmessungen, Federsteifigkeiten in vertikaler und in horizontaler Richtung werden auf den Produktdatenblättern angeführt.

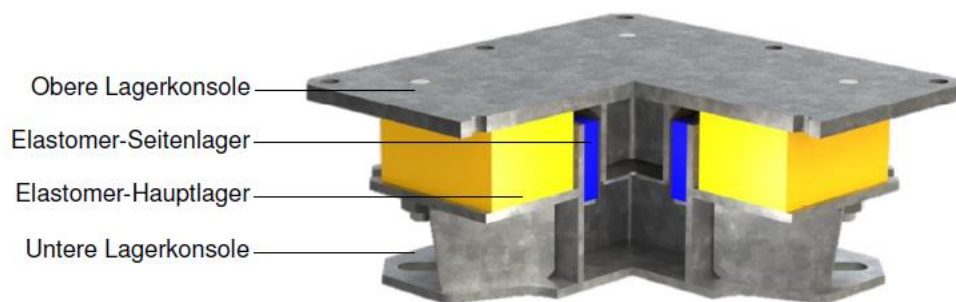


Abb. 1 Polyurethan-Punktlager der Fa. Getzner [1]

3. Beispiel 1: Dampfturbinenfundament in einer Müllverbrennungsanlage

3.1 Beschreibung des Dampfturbinenfundamentes

Die maschinelle Ausrüstung besteht aus einer Dampfturbine und einem Generator, welche mit einem Kupplungs- und Getriebesatz miteinander verbunden sind.

Das Turbinenfundament besteht aus einem Tisch mit einer Länge von 16,0 m, einer Breite von 7,0 m und einer Dicke von 1,1 – 1,3 m. Im Bereich der Turbine ist eine polygonale Öffnung in der Platte angeordnet. Auf dem Tisch wiederum sind mehrere Podeste, welche die einzelnen Maschinen tragen, angeordnet (siehe Abb. 2).

Der Tisch wurde in der tatsächlichen Ausführung in sechs Punkten mittels Federelementen gelagert. Die Punktlager sind an der Oberseite von sechs Stahlbetonstützen angeordnet, welche nicht Teil dieser Untersuchung sind (siehe Abb. 3).

Dampfturbine:

Statisches Gewicht	G	=	620,0 kN
Rotierendes Gewicht	R	=	107,0 kN
Drehzahl	n	=	4.800 rpm

Kupplung und Getriebe:

Statisches Gewicht	G	=	150,0 kN
Rotierendes Gewicht	R	=	81,7 kN
Drehzahl	n	=	1.500 / 4.800 rpm

Generator:

Statisches Gewicht	G	=	640,0 kN
Rotierendes Gewicht	R	=	175,0 kN
Drehzahl	n	=	1.500 rpm

Andere Ausrüstung:

Grundrahmen mit Öleinheit	G	=	350,0 kN
---------------------------	---	---	----------

Gesamtes Gewicht der maschinellen Ausrüstung
 Fundamentgewicht

$$G_m = 1.760,0 \text{ kN}$$

$$G_c = 3.360,0 \text{ kN}$$

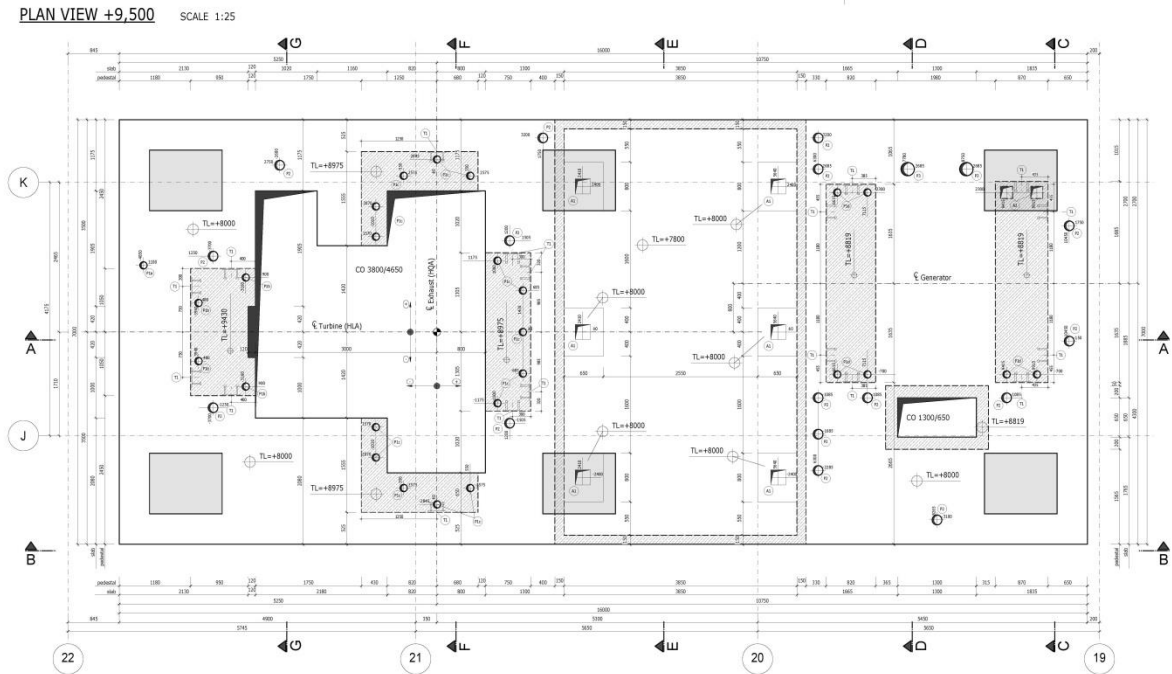


Abb. 2 Grundriss des Turbinenfundaments

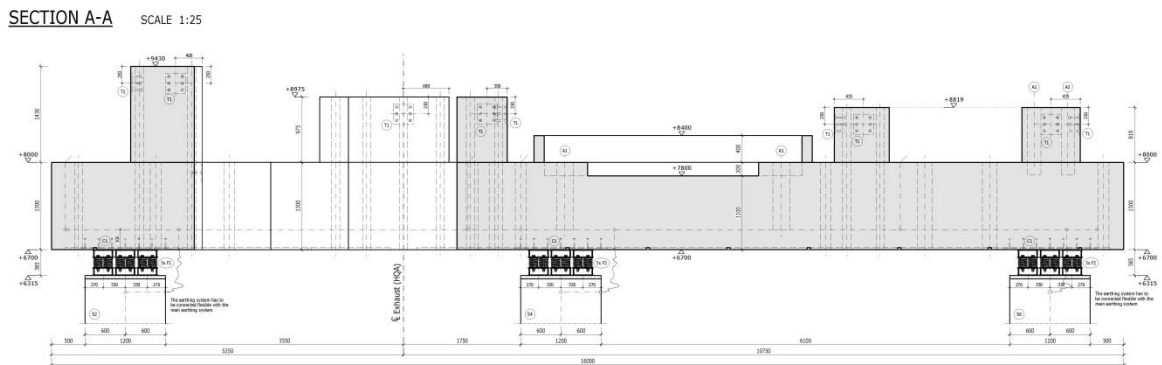


Abb. 3 Längsschnitt durch das Turbinenfundament (Auszug aus der Ausführungsplanung mit Federelementen)

3.2 Eingesetzte Polyurethan-Punktlager

Für das vorliegende Rechenbeispiel wurden Polyurethan – Punktlager der Serie „Getzner Tischfundamentlager TFB XT“ vorgesehen. Für jeden der sechs Lagerpunkte wurden dabei drei Stück der Lagerelemente angesetzt, wobei aus geometrischen Gründen die standardmäßig quadratischen Lagerelemente in rechteckiger Form hergestellt werden

müssen, was lt. Fa. Getzner leicht möglich ist (Abmessung der Stützen unter den Lagern = 1,2 x 1,0 m; Abmessung der standardmäßigen Lagerelemente = 0,6 x 0,6 m; Änderung der Lagerelemente auf 0,4 x 1,0 m erforderlich). Die durch die geänderten Formfaktoren bedingten, leichten Unterschiede in den Kennwerten der Lagerelemente wurden in dieser Beispielrechnung vernachlässigt. In der Berechnung wurden folgende Lagerelement – Typen berücksichtigt (siehe Tabelle 1):

Tabelle 1 Federsteifigkeiten der verwendeten Polyurethan-Punktlager

Stütze	Anzahl	Type	Ständige Lasten [kN]	Federsteifigkeit pro Lagerelement		Federsteifigkeit gesamt	
				k_v [kN/mm]	k_h [kN/mm]	k_v [kN/mm]	k_h [kN/mm]
S1	3	TFB XT320	630	29,50	2,95	88,50	8,90
S2	3	TFB XT320	660	29,50	2,95	88,50	8,90
S3	3	TFB XT420	990	35,00	3,50	105,00	10,50
S4	3	TFB XT420	1030	35,00	3,50	105,00	10,50
S5	3	TFB XT320	840	29,50	2,95	88,50	8,90
S6	3	TFB XT420	1030	35,00	3,50	105,00	10,50

3.3 Ergebnisse

3.3.1 Isolierwirkungsgrad

Der Hauptgrund für den Einsatz von Schwingungsisolierungen ist die Reduktion oder Verhinderung der Schwingungsübertragung vom Turbinentisch auf das darunterliegende Bauwerk. Ein Maß für die Effizienz der Schwingungsisolierung ist dabei der Isolierwirkungsgrad I [%]. Unter Vernachlässigung der Dämpfung errechnet sich dieser Isolierwirkungsgrad zu

$$I [\%] = (\eta^2 - 2) / (\eta^2 - 1) * 100 = (4,17^2 - 2) / (4,17^2 - 1) * 100 = \underline{\underline{93,9\%}}$$

wobei: η = Abstimmungsverhältnis: Erregerfrequenz / Eigenfrequenz System
 $= 25\text{Hz} / 6,00\text{Hz} = 4,17$

Die Eigenfrequenz der Schwingungsisolierung kann mit der folgenden Formel berechnet werden (Anmerkung: die so errechnete Eigenfrequenz von 6,0 Hz stimmt auch mit den Herstellerangaben für den auftretenden Lastbereich überein):

$$F_z [\text{Hz}] = 5 / \sqrt{z [\text{cm}]} = 5 / \sqrt{0,70} = 6,0 \text{ Hz}$$

wobei: z = die Einsenkung unter ständigen Lasten = 0,7 cm

Der errechnete Isolierwirkungsgrad für das vorliegende Beispiel liegt demnach bei 93,9%. Dies ist ein ausreichender Wert und die Isolierwirkung des eingesetzten Systems kann daher als zufriedenstellend betrachtet werden.

3.3.2 Dynamische Schwingamplituden

Die theoretischen dynamischen Schwingungsamplituden sowie Schwinggeschwindigkeiten, welche durch die Unwucht der rotierenden Teile der Maschinen verursacht werden, wurden untersucht. Betrachtet wurden dabei sechs verschiedene Punkte, welche sich direkt auf der Oberkante des Turbinentischs bzw. der Oberkante der Maschinensockel befinden.

Die Ermittlung der Unwuchtkräfte erfolgte gemäß DIN 4024 Teil 1 [2] bzw. ISO 1940-1 [3]. Die Wuchtgüte beträgt laut dem Turbinenhersteller $G = 2,5$ für Turbinen- und Generatorrotor und $G = 6,3$ für Kupplung und Getriebe, wobei gemäß DIN 4024 in der Berechnung jeweils die nächsthöhere Wuchtgüte zur berücksichtigen ist. Die Berechnung erfolgte jeweils für den Frequenzbereich von $0,9 \cdot f_m$ bis $1,1 \cdot f_m$. Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 2 dargestellt:

Tabelle 2 Ergebnisse Schwingamplituden

Knoten [No.]	Frequenzbereich [in % der Betriebsfrequenz]	maximale Werte			
		in y-Richtung (horizontal)		in z-Richtung (vertikal)	
		Amplitude [μm]	Schwinggeschw. [mm/s]	Amplitude [μm]	Schwinggeschw. [mm/s]
43	90 - 110%	21,55	3,39	2,87	0,73
54	90 - 110%	7,82	1,42	5,99	1,21
137	90 - 110%	12,47	1,99	5,85	0,93
139	90 - 110%	14,47	2,32	6,18	0,93
40	90 - 110%	4,00	0,89	4,48	0,91
41	90 - 110%	5,22	0,91	4,98	0,94

Für das vorliegende Fundament sind die erlaubten Grenzwerte gemäß ISO 10816-3, Tabelle A.1, unterer Teil ("Large machines with rated power above 300 kW and not more than 50 MW with flexible support") zu wählen und betragen daher für die Zone A/B:

Schwinggeschwindigkeit 3,5 mm/s

Amplituden 45 μm

Es ist ersichtlich, dass die errechneten Amplituden und Schwinggeschwindigkeiten für das vorliegende Fundament in allen Fällen unter den Grenzwerten der Zone A/B liegen.

Das dynamische Verhalten des Turbinen- und Generatorfundaments ist daher sehr gut und in jedem Fall zufriedenstellend.

3.4 Fazit

Die Polyurethan-Punktlager sind niedriger als die herkömmlichen Stahlfederlager, dadurch hat man auch eine geringere Einsenkung und auch einen geringeren Isolierwirkungsgrad.

Trotzdem liefern die gewählten Polyurethan-Punktlager im dargestellten Beispiel zufriedenstellende Ergebnisse.

4. Beispiel 2: Gas- und Dampfturbinenfundament eines Kombikraftwerks

4.1 Beschreibung des Gas- und Dampfturbinenfundamentes

Die maschinelle Ausrüstung besteht aus einer Dampfturbine (mit Niederdruck- und Hochdruckteil), einem Kondensator, einer Gasturbine und einem Generator.

Das Turbinenfundament besteht aus einer oberen Platte mit Oberkante +12,0 m bzw. 7,96 m (50,9 m lang und 11,0 m bzw. 13,0 m breit); 14 Stk. Säulen und einer unteren Fundamentplatte mit Oberkante -1,15 m (50,1 m lang und 11,0 m breit). Teilweise gibt es auch ein Zwischendeck mit Oberkante +6,0 m (siehe Abb. 4).

Zwischen der Oberkante der Pfeiler und der oberen Platte bzw. dem Zwischendeck sind die Vibrations – Isolations – Elemente angeordnet.

Die untere Fundamentplatte ist direkt im lastabtragenden Baugrund gebettet, weitere Tieffundierungsmaßnahmen sind nicht vorhanden.

Der Kondensator besteht aus 5 Pfeilern, welche durch die Isolations – Elemente vom Turbinentisch getrennt sind. Der Kondensator und die Dampfturbine sind miteinander starr verbunden, d.h. der Kondensator ist an die Unterseite der Niederdruck – Dampfturbine angeschweißt. Diese Konfiguration führt dazu, dass das Vakuum aus dem Kondensator Einfluss auf die Schnittkräfte des Turbinentischs hat.

Gasturbine:

Statisches Gewicht	G	=	4.956,5 kN
Rotierendes Gewicht	R	=	873,0 kN
Drehzahl	n	=	3.000 rpm

Dampfturbine Niederdruck:

Statisches Gewicht	G	=	3.430,0 kN
Rotierendes Gewicht	R	=	588,4 kN
Drehzahl	n	=	3.000 rpm

Dampfturbine Hochdruck:

Statisches Gewicht	G	=	1.580,0 kN
Rotierendes Gewicht	R	=	225,6 kN
Drehzahl	n	=	3.000 rpm

Generator:

Statisches Gewicht	G	=	3.900,0 kN
Rotierendes Gewicht	R	=	607,9 kN

Drehzahl	n	=	3.000 rpm
Kondensator:			
Statisches Gewicht	G	=	7.335 kN
Turbinenfundament:			
Gewicht oberhalb der Vibrations-Isolations-Elemente	G	=	48.470 kN
Gewicht unterhalb der Vibrations-Isolations-Elemente	G	=	53.600 kN
Maschinengewicht gesamt (ohne Kondensator)	G _m	=	13.866,5 kN
Fundamentgewicht gesamt	G _c	=	102.070,0 kN

4.2 Eingesetzte Polyurethan-Punktlager

Für das vorliegende Beispiel wurden Polyurethan – Punktlager der Serie „Getzner Sylodyn HS3000“ vorgesehen. Die gewählte Dicke der Elemente beträgt dabei 50 mm (falls erforderlich sind auch größere Materialdicken möglich) und die Abmessungen der einzelnen Elemente beträgt 560 x 560 mm. Die Elemente sind auf der Oberseite der Stahlbetonstützen angeordnet. Die Anzahl an Elementen sowie die Charakteristik der gewählten Punktlager sind in der Tabelle 3 dargestellt:

Tabelle 3: Federsteifigkeiten der Polyurethan-Punktlager

Stütze Nr.	Anzahl	Type	Dicke [mm]	Werte je Lagerelement		
				F _{max} [kN]	k _v [kN/mm]	k _h [kN/mm]
B1/4, B1/5	4	HS3000	50	917,3	159	15
D/4, D/5	8	HS3000	50	917,3	159	15
E/4, E/5	9	HS3000	50	917,3	159	15
E1/4, E1/5	5	HS3000	50	917,3	159	15
F/4, F/5	5	HS3000	50	917,3	159	15
F1/4, F1/5	5	HS3000	50	917,3	159	15
G/4, G/5	5	HS3000	50	917,3	159	15

4.3 Ergebnisse

4.3.1 Isolierwirkungsgrad

Der im vorigen Abschnitt erläuterte Isolierwirkungsgrad des Systems errechnet sich zu

$$I [\%] = (\eta^2 - 2) / (\eta^2 - 1) * 100 = (5^2 - 2) / (5^2 - 1) * 100 = \underline{\underline{95,8\%}}$$

wobei: $\eta = \text{Abstimmungsverhältnis: Erregerfrequenz / Eigenfrequenz System}$
 $= 50\text{Hz} / 10\text{Hz} = 5,00$

Der errechnete Isolierwirkungsgrad für das vorliegende Beispiel liegt demnach bei 95,8%. Dies ist ein guter Wert und die Isolierwirkung des eingesetzten Systems kann daher als zufriedenstellend betrachtet werden.

4.3.2 Dynamische Amplituden

Die theoretischen dynamischen Schwingungsamplituden sowie Schwinggeschwindigkeiten, welche durch die Unwucht der rotierenden Teile der Maschinen verursacht werden, wurden untersucht. Betrachtet wurden dabei sechs verschiedene Punkte, welche sich direkt auf der Oberkante des Turbinentischs bzw. der Oberkante der Maschinensockel befinden.

Die Ermittlung der Unwuchtkräfte erfolgte gemäß DIN 4024 Teil 1 bzw. ISO 1940-1. Die Wuchtgüte wurde lt. Angaben des Turbinenherstellers für alle rotierenden Teile mit $G = 5,0$ gewählt. Die Berechnung erfolgte jeweils für den Frequenzbereich von $0,9 \cdot f_m$ bis $1,1 \cdot f_m$. Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 4 dargestellt:

Tabelle 4 Ergebnisse Schwingamplituden

Knoten [No.]	Frequenzbereich [Hz]	maximale Werte			
		in y-Richtung (horizontal)		in z-Richtung (vertikal)	
		Amplituden [μm]	Schwinggeschw. [mm/s]	Amplituden [μm]	Schwinggeschw. [mm/s]
2821	45 - 55	1,77	0,50	1,72	0,52
2822	45 - 55	1,77	0,50	2,02	0,58
2824	45 - 55	4,09	1,41	3,95	1,13
5343	45 - 55	6,23	1,78	3,98	1,13
6560	45 - 55	1,68	0,48	1,64	0,46
6811	45 - 55	4,03	1,39	3,66	1,05

Für das vorliegende Fundament sind die erlaubten Grenzwerte gemäß ISO 10816-2 [4] („Land-based steam turbines and generators in excess of 50MW“) bzw. ISO 10816-4 [5] („Gas turbine driven sets“) zu wählen und betragen daher für die Zone A/B:

lt. ISO 10816-2:

Schwinggeschwindigkeit 3,8 mm/s
 Amplituden 17,1 μm (berechnet für 50 Hz)

lt. ISO 10816-4:

Schwinggeschwindigkeit 4,5 mm/s
 Amplituden 20,3 μm (berechnet für 50 Hz)

Es ist ersichtlich, dass die errechneten Amplituden und Schwinggeschwindigkeiten für das vorliegende Fundament in allen Fällen unter den Grenzwerten der Zone A/B liegen.

Das dynamische Verhalten des Turbinen- und Generatorfundaments ist daher gut und in jedem Fall zufriedenstellend.

4.4 Fazit

Die Polyurethan-Punktlager sind niedriger als die herkömmlichen Stahlfederlager, dadurch hat man auch eine geringere Einsenkung und auch einen geringeren Isolierwirkungsgrad. Trotzdem liefern die gewählten Polyurethan-Punktlager im dargestellten Beispiel zufriedenstellende Ergebnisse.

5. Schlußfolgerungen

In diesem Beitrag wurden anhand von Beispielrechnungen an tatsächlich gebauten Maschinenfundamenten (die Projektdaten wurden anonymisiert) der mögliche Einsatz von Polyurethan - Punktlagern rechnerisch untersucht und die Ergebnisse bewertet. Schlußfolgernd kann festgestellt werden, dass der Einsatz von Polyurethan – Punktlagern bei den dargestellten Beispielen möglich ist und zufriedenstellende Ergebnisse liefert.

Literaturhinweise

- [1] Produktdatenblatt Getzner Tischfundamentlager, Getzner Werkstoffe GmbH, Dezember 2013
- [2] DIN 4014, Teil 1: Maschinenfundamente; Elastische Stützkonstruktionen für Maschinen mit rotierenden Massen, April 1988
- [3] ISO 1940-1: Mechanische Schwingungen - Anforderungen an die Auswuchtgüte von Rotoren in konstantem (starrem) Zustand, August 2003
- [4] ISO 10816-2: Mechanische Schwingungen - Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen – Teil 2, Oktober 2009
- [5] ISO 10816-4: Mechanische Schwingungen - Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen – Teil 4, Oktober 2009