

왕복동내연기관의 비틀림진동 댐퍼개발에 관한 연구

(제 1 보 : 최적 점성댐퍼의 설계)

전효중¹⁾ · 김의간¹⁾ · 이충기²⁾ · 박병학³⁾ · 김영주⁴⁾

A Study on the Developing of Torsional Vibration Damper for the Reciprocating Internal Combustion Engines

(1st Report, Design of the Optimal Viscous Damper)

U.K. Kim, H.J. Jeon, C.K. Lee, B.H. Park, Y.J. Kim

< 목 차 >	
Abstract	4. 비틀림진동댐퍼의 설계와 제작방법
1. 머릿말	5. 결론
2. 축계비틀림진동의 회피 및 억제 방법	참고문헌
3. 비틀림진동점성댐퍼의 이론	

Abstract

In the reciprocating engine, it is inevitable that the torsional vibration is induced by the fluctuation of the engine torque. Therefore, if the occurrence of the torsional vibration is confirmed in the design stage of engine, or observed on the test bed of engines, it is necessary to established some preventive measures to avoid dangerous damages of engine components.

There are some preventive measures, but the last and most effective one is to fit a vibration damper.

In this paper, the design problems of viscous damper that absorbs the exciting energy and converts it into the thermal energy are investigated intensively and the design procedures of the optimal torsional damper is developed. And also a computer simulation

1) 한국해양대 3) 여수수대
2) 오양공조(주) 4) 해사기술연구소

program for checking the effectiveness of designed dampers are developed.

A viscous torsional damper for high speed diesel engine is designed and manufactured and also its effectiveness of damping is checked by the developed simulation program.

1. 머릿말

크랭크축계 비틀림진동은 디젤기관이 최초로 실용화되기 시작한 수년후인 1900년에 벌써 연구결과가 발표되었고 그 후 90년가까운 세월이 흐르면서 많은 사람들에 의하여 많은 연구가 수행되었으며 그 결과가 공표되어왔다. 아직도 현장에서는 새로운 형태로 등장하는 축계비틀림진동의 대책에 쫓기고 있는 형편이지만 기본적인 것은 대체로 해석할 수 있게 되었다. 그러나 아직 기진력과 감쇠력에 관해서는 불명한 점이 많으며 특히 감쇠력에 대해서는 이론적으로 해명할 수 없는 사항들이 많이 남아있다.

설계단계에서, 또는 시운전단계에서 위험할 정도의 비틀림진동이 확인되거나 발생하면 이를 회피, 저감 또는 완화하기 위하여 여러가지 대책이 제안되고 있으며 최종적인 수단으로서 댐퍼를 설치하게 된다.

일반적으로 비틀림진동댐퍼는 회전하는 축에 발생하는 비틀림진동의 흡수를 목적으로하고 있으며 왕복피스톤기관등의 크랭크축 비틀림진동은 축의 절손을 발생시키는 일도 있으므로 이것을 방지하는 것은 매우 중요하다. 특히 디젤기관은 토오크변동이 크고 또한 연료 분사펌프구동을 위한 치차트레인들이 부가되기 때문에 기진원이 많이 존재하게 된다. 또한 고속회전으로되면 각차수의 공진점이 여러개 상용회전수범위에 들어오게되고 크랭크축이나 치차등의 내구성을 저해하며 진동과 소음의 원인이 된다. 이들 공진은 변동토오크중에 포함되는 여러가지 성분에서 이 축계의 고유진동에 일치하는 진동수를 갖는 성분에 의하여 유기되는 것이다. 댐퍼는 이를 크게 나누어 진동에너지를 흡수하는 형식과 공진점을 바꾸어서 사용점과 일차하지 않도록 하는 형식이 있는데 후자의 경우 박용주기관과 같이 사용범위가 넓고 많은 공진점이 있을 경우에는 신중한 검토가 필요하게 된다.

본 연구에서는 이와같은 댐퍼중에서 특히 진동에너지를 흡수하는 형식인 점성댐퍼의 설계와 제작에 관련되는 제 문제를 다루고 이의 설계, 제작과정을 전산화하는데 그 목적을 두고있다.

2. 축계비틀림진동의 회피 및 억제방법

축계 비틀림진동을 제한조건내에 수용하기 위하여 취할수 있는 대처방안을 열거하면 다음 표2.1과 같은 것이 있다.

(1) 기진력의 감소

이 방법은 실제로 적용하기가 어렵고 효과도 특정한 경우에만 기대할 수 있기 때문에 적용에는 많지않다.

표 2.1 축계비틀림진도의 회피 및 억제방법

회 피 대 상	회 피 방 법
(1) 기진력의 감소	① 역기진력을 주는 방법(다이내믹 댐퍼) ② 크랭크축과 프로펠러의 조립각을 조정하는 방법 ③ 착화순서를 변경하는 방법 ④ 변칙크랭크 배치를 채택하는 방법
(2) 공진의 회피 (고유진동수변경)	① 축계스프링정수의 변경(축계의 치수 변경, 탄성커플링의 삽입, 유체커플링의 삽입) ② 관성모멘트의 변경(회전부분, 특히 플라이휠의 관성모멘트 크기, 또는 위치변경)
(3) 기진에너지의 흡수	① 고무댐퍼(관성질량과 고무의 탄성효과이용) ② 점성댐퍼(기름등의 점성효과 이용) ③ 점성·고무댐퍼(위의 두가지효과 모두를 이용) ④ 점성·스프링댐퍼(스프링의 탄성과 기름등의 점성효과를 동시에 이용)

① 역기진력을 주는 방법

이 방법은 특정공진점에서만 효과가 있으며 실제와 이론이 일치할 때는 현저한 성과를 얻을 수 있다. 다만, 특정공진점에만 효과가 있기 때문에 박용기관과 같이 기관사용범위가 넓은 경우에는 사용하기 어려운 난점이 있다. 또한 부가되는 댐퍼계의 스프링에 큰 응력이 발생할 수 있기 때문에 댐퍼의 수명에도 관심을 기울일 필요가 있다.

② 크랭크축과 프로펠러날개의 조립각을 조정하는 방법

이 방법은 프로펠러를 갖는 선박용 기관에서만 채택이 가능하다. 이 방법은 기관축 기진력과 프로펠러축 기진력의 크기가 비슷한 크기일 경우에만 현저한 효과를 기대할 수 있고 특히 양축의 기진력위상각을 정확히 알고 있어야 한다.

현단계에서는 기진력의 위상각을 사전에 알수 있는 방법이 아직 확립되어 있지 않기 때문에 실제로 이용하기에는 어려움이 있다.

③ 주기착화순서를 변경하는 방법

크랭크축의 설계단계에서 크랭크·스로우의 배치를 바꾸면 주위험차수의 기진력에는 변화가 없으나 부위험차수의 기진력값이 변화하게 된다.

실제로는 주위험차수의 기진력이 통상 매우 크기 때문에 큰 기대를 걸기 어렵고 또한 기관자체의 구조를 바꾸어야 하므로 실현성은 적다.

④ 변칙 크랭크배치를 채택하는 방법

변칙 크랭크배치방법도 기진력의 크기를 바꾸는 방법인데 일반적으로 회전토크를 균일화하기 위하여서는 등간격의 크랭크배치가 요구되므로 변칙크랭크배치는 매우 드문 경우이다.

(2) 공진의 회피

진동계의 고유진동수를 변경하여 기진력과의 공진을 회피하는 방법으로서 가장 흔히 채택하고있는 방법이다.

① 스프링정수의 변경

회전축계의 스프링정수는 지름의 4제곱에 비례하여 변하므로 축지름을 약간 변경하여도 스프링정수는 크게 변화한다. 특히 절점의 지름을 변경하면 효과가 있다.

이와같은 축지름변경외에도 탄성커플링을 설치함으로써 축계의 스프링강성을 크게 낮출 수 있으며 또한 탄성커플링은 축심조정에도 도움을 주고 감속치차가 있는 경우 토크변동을 완화하여 치차를 보호하는 기능도 갖는다.

유체커플링의 이용은 진동계를 분리하기 때문에 진동회피에는 탁월한 효과가 있으나 비용이 고가이기 때문에 변속의 목적과 겸해서 이용되는 경우가 있으며 진동완화만의 목적으로 이용되는 경우는 드물다.

② 관성모멘트의 변경

관성모멘트의 변경은 질량의 가감을 뜻하는데 스프링정수의 변경만큼 그의 효과가 현저하지않고 실제로 적용하기 어려운 점이 많다. 또한 관성모멘트의 위치변경도 마찬가지로 많은 제한을 받는다.

통상 플라이휠과 박용기관 추진축계에서 프로펠러의 관성모멘트 변경을 고려할 수 있는데 전자는 기관의 가속성능, 저속성능, 역전성능등에 영향을 미치기 때문에 실제로 이들 방법을 채택함에 있어서는 신중한 배려가 필요하다.

(3) 기진에너지의 흡수

앞의 (1), 또는 (2)의 방법을 실시하기 곤란하거나 충분한 효과를 거둘 수 없을 경우에 최종적으로 고려하는 것이 기진에너지의 흡수방법이다.

기진 에너지를 흡수하기 위해서는 댐퍼장치를 이용하고 이 장치에는 별도로 설치비를 필요로할 뿐만아니라 기관본래의 성능에는 하등 기여를 하는 것이 아니기 때문에 가격상승과 공간점유, 중량증가등의 문제가 발생하게 된다.

또한, 이것이 기관운전중에 고장을 일으킬 경우 진동사고가 발생하기 때문에 부득이한 대책으로 인정되고 있으며 최선의 방법은 아니다. 그러나 다른 어떠한 방법보다도 확실한 효과를 얻을 수 있는 방법이기 때문에 종종 채택되고 있다.

① 고무댐퍼

그림2.1의 (A), (B), (C)와 같은 모양을 하고 있으며 이들은 다이내믹댐퍼의 일종으로 간주되나 고무의 감쇠력이 작용하기 때문에 진동에너지를 흡수하는 능력이 있다.

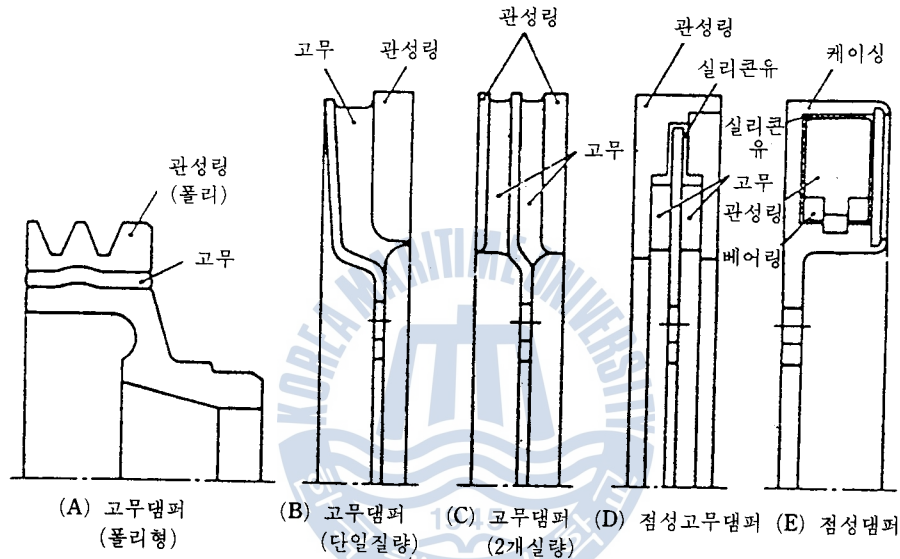


그림 2.1 각종 비틀림진동 댐퍼의 구조

다이내믹 댐퍼의 기능을 발휘하기 위하여서는 주진동계의 고유진동수에 맞추어 댐퍼고무의 스프링정수를 정확히 조절해야 하는데 실제로는 이와같은 것이 곤란하기 때문에 다이내믹댐퍼의 기능을 발휘하기 어렵다. 또한 고무는 기진에너지를 흡수할 경우 열이 발생하여 파손하기 쉽게되기 때문에 큰 제진효과를 기대하기 어렵다. 다만 고무댐퍼는 제작비가 저렴하기 때문에 자동차등과 같은 소형기관에서는 흔히 사용되고 있다.

② 점성고무댐퍼

고무댐퍼의 결함인 제진력이 적은 것과 수명이 짧은 것, 신뢰성의 부족등을 점성감쇠의 첨가에 의하여 보상시킨 형식으로서 다음에 설명하는 점성댐퍼와 앞의 고무댐퍼를 결합시킨 것이다. 그림2.1의 (D)와 같은 구조로 되어있다. 고무댐퍼보다 값이 비싼 것이 문제로 되고 있으나 성능이 우수하고 부피와 무게가 많이 감축되기 때문에 유망한 비틀림진동 댐퍼로 간주되고 있다.

③ 점성댐퍼

점성물질의 감쇠작용을 이용하는 댐퍼로서 기계적 응력을 받는 부분이 없기 때문에 매우 유망한 댐퍼로 간주되고 있다. 그러나 감쇠력만에 의존하고 있기 때문에 기관이 크게 됨에 따라 점차 크기가 크게되어 가격과 설치상의 이유로 대형기관에서는 이용하기 곤란한 문제점이 있다. 따라서 점성댐퍼는 중형기관이 적용하기 좋은 기종으로 사료된다. 다만, 이 경우에도 점성댐퍼에 많이 이용되고 있는 점성물질인 실리콘유가 유성이 매우 부족하기 때문에 관성체와 케이싱간의 윤활문제, 누설방지문제등이 난점으로 등장하고 있다. 그림 2.1(E)는 실리콘유를 사용하는 점성댐퍼를 보여주고 있다.

④ 스프링점성댐퍼

다이나믹 댐퍼처럼 스프링을 이용하여 주진동계의 고유진동수에 동조시키는 외에도 감쇠력을 이용하여 기진력을 흡수하는 댐퍼로서 그 일예를 보이면 그림 2.2와 같은 구조로 되어있다. 이들 댐퍼는 점성댐퍼보다 크기가 작아지고 성능을 향상시킬 수 있다. 더구나 진동에너지를 흡수하여 발생하는 열을 감쇠유에 의하여 제거시킬수 있으므로 열로 인한 장해가 적다. 다만, 댐퍼스프링에 응력이 발생하므로 이것의 절손으로 말미암아 댐퍼기능을 상실할수 있다.

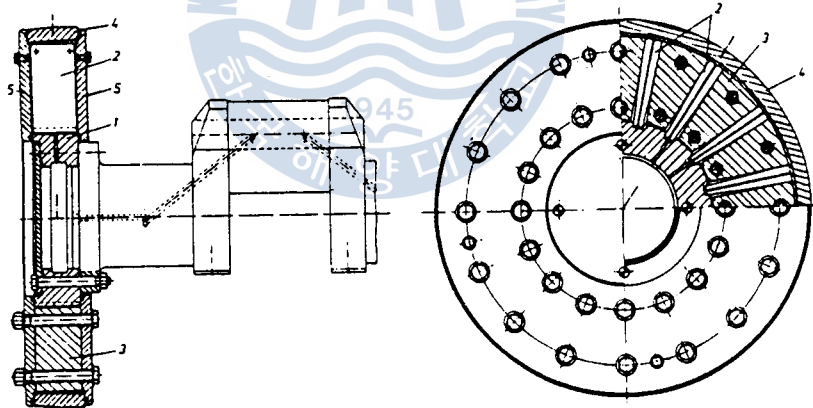


그림 2.2 스프링 점성댐퍼(Geislinger식)

대체로 가격이 비싼 것이 흠으로 되어있으며 다른 댐퍼를 이용하기 곤란한 대형기관에서 주로 이용된다.

다음의 표2.2는 본 연구의 대상인 점성댐퍼와 경합대상이 되고 있는 고무댐퍼, 점성고무댐퍼등과 특성을 비교한 것이다. 또한 그림2.3은 차량용 디젤기관에 댐퍼를 장착한 경우를 정리한 것으로서 크랭크축이 짧은 소형기관(직열 4기통)및 대형기관(V형 8기통등)

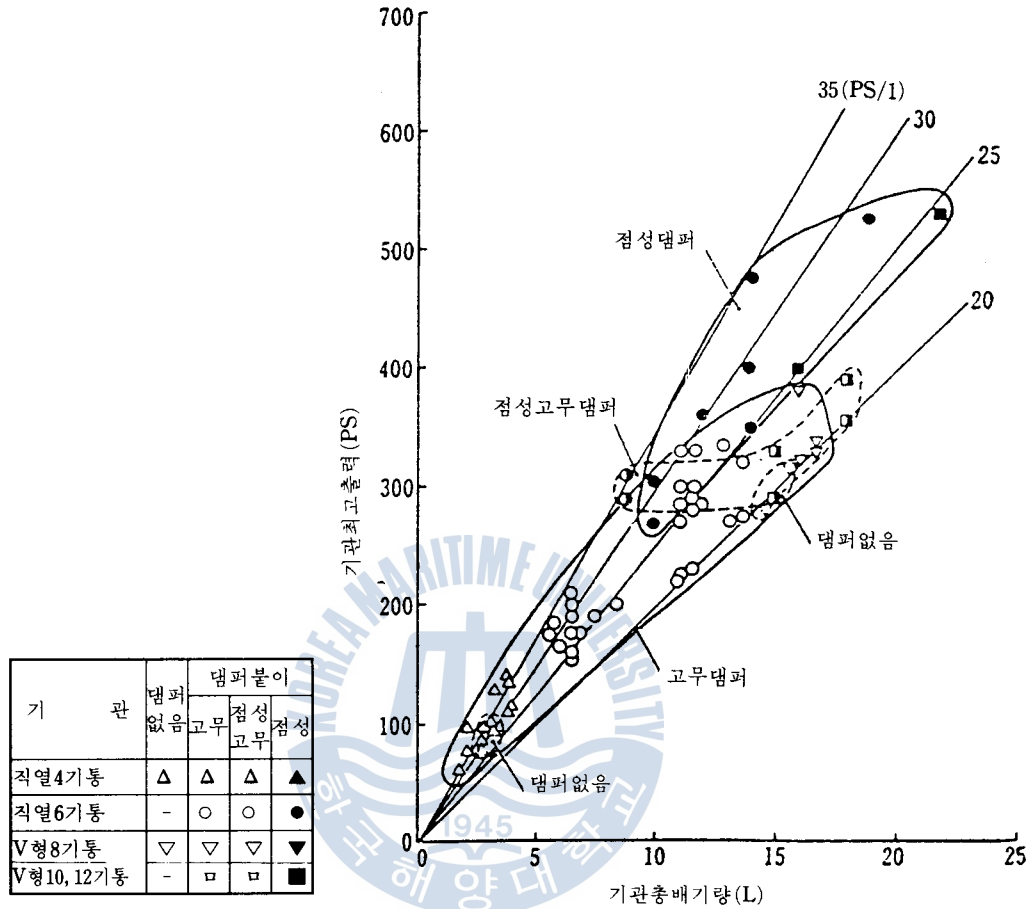


그림 2.3 차량용 기관의 비틀림진동댐퍼의 장착상황

표2.2 여러가지 비틀림진동댐퍼의 특성비교

항 목	명 칭	점 성 댐 퍼		점 성 고무댐퍼	고무댐퍼
		조 립 형	죄 임 형		
흡진효과		◎	◎	◎	○
크기의 제한(최대지름)(mm)		1400	600	500	500
크기의 제한(관성모멘트)(kg. cm. sec ²)		4500	100	15	15
가격비		100	90	50	20
생산로트		소량	소~다량	다량	다량
적용기관범위(최고 PS)		10000	2000	1000	1000
내열성 ℃		150	150	100	100
내유성		◎	◎	△	△
내구성		○	○	◎	○

중에서 댐퍼가 없는 기관이 있음을 알 수 있다. 크랭크축이 짧은, 위의 분류에 속하는 기관은 원래 비틀림진동의 강도상으로는 문제가 없으며 소음, 진동저감, 또는 그후에 과급

등의 이유로 댐퍼를 붙이게된 경우가 많다. 고무댐퍼가 소형부터 대형기관까지 비교적 폭 넓게 채용되고 있음을 알 수 있고 점성댐퍼는 고출력 기관, 특히 단위배기량당의 기관출 력이 큰 기관에 채용되고 있다. 즉, 비틀림진동에 대하여 제진능력의 크기에 한계가 있고 고무부분의 변위증대, 발열에 의한 고온화가 문제로 되기 때문이다. 한편 그림 2.4는 이 들 각종 댐퍼를 부착시켰을 경우 그들의 감쇠효과의 실예를 보인 것이고 그림 2.5는 동일 감쇠효과를 얻고저할 경우의 댐퍼외형 크기를 비교한 것이다.

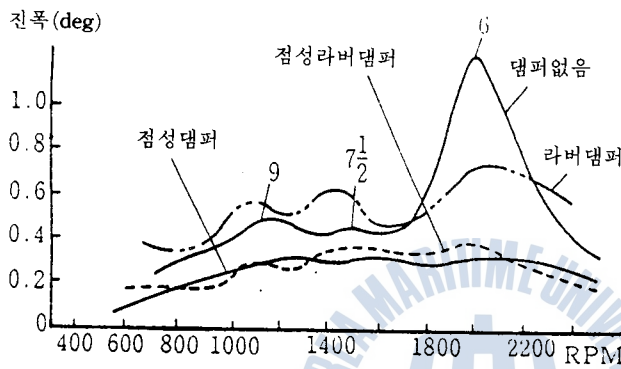


그림 2.4 6실린더 기관용으로서 설계된 각종 댐퍼를 동일기관에 설치한 경우의 진폭비교(11)

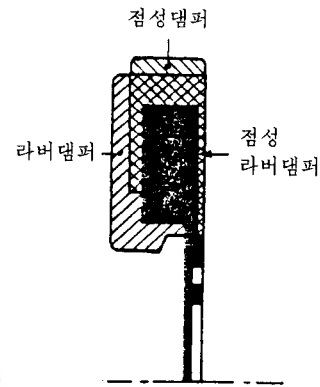


그림 2.5 점성댐퍼 및 점성라버댐퍼와 라버댐퍼의 크기비교(11)

이상에서 살펴본 바와같이 여러가지 종류의 비틀림진동 댐퍼가 개발되어 이용되고 있 으나 각각 적합한 고유의 영역이 있다.

본 연구에서는 중형, 중속기관에 적합하며 특히 기계적 운동부품이 없어서 절손과 같은 고장이 없는 점성댐퍼의 특성과 설계제작법을 규명하며 필요한 전자계산프로그램을 개발 하고저 한다.

3. 비틀림진동 점성댐퍼의 이론

3.1 비틀림진동 점성댐퍼의 개요

점성댐퍼의 구조는 그림 2.1(E)와 같이 관성링(댐퍼질량)을 하우징내에 밀봉한 것으로 서 하우징과 관성링사이에는 좁은 틈이 있고 이 틈에 실리콘유가 충만되어있다. 따라서 이 양자간에는 탄성적인 연결이 없으며 단순한 구조로 되어있고 작동유체가 안정할 경우 넉넉한 신뢰성과 내구성이 있음을 용이하게 알 수 있다.

1자유도계에 댐퍼를 고정된 진동특성에 대하여서는 이미 Den Hartog등에 의하여 해석 이 이루어졌으나 당시에는 작동유체로서 적합한 액체가 없었다. 제2차 세계대전후기에 미

국에서 실리콘유가 개발되어 온도에 의한 점도변화가 적고 물리적, 화학적으로도 안정한 특성을 지닌, 댐퍼용 작동유체로서 매우 적합한 기름임이 확인되었다. 그리하여 이 기름을 사용한 소위 점성댐퍼가 J.C. Georgian이나 O'Conner등에 의하여 연구되었고 급속히 발전하였다.

점성댐퍼의 제작에서 중요한 것은 유막면의 가공정밀도를 좋게하고 좁은 틈에 고점도의 기름을 충만시키는 동시에 누설방지에 만전을 기하는 것이며 이에 대한 대책으로서 특별한 고안과 기술이 필요한 것으로 알려져있다.

우리나라에서는 아직도 점성댐퍼의 연구나 제작에 있어 별다른 실적이 없으며 겨우 고무댐퍼가 외국의 기술지도하에 제작되고 있는 실정이다.

3.2 다시린더기관에 적합한 비틀림진동 점성댐퍼의 크기와 최적감쇠치

그림 3.1(A)에 보이는 다자유도계의 운동에너지 E_d 는

$$E_d = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (I_i \cdot \dot{\theta}_i^2) \quad (3.1)$$

한편 계의 위치에너지 E_p 는 탄성에너지와 기진토오크에 의한 에너지와의 차이므로

$$\begin{aligned} E_p &= \sum_{i=1}^n \left\{ \int_0^{\Delta\theta_i} k_i(\Delta\theta_i) d(\Delta\theta_i) \right\} - \sum_i^m \left\{ \int_0^{\theta_i} T_{i0} \cos(\omega t + \alpha_i) d\theta_i \right\} \\ &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \{ k_i(\Delta\theta_i)^2 \} - \sum_i^m \{ \theta_i T_{i0} \cos(\omega t + \alpha_i) \} \end{aligned} \quad (3.2)$$

여기서

i : 질점번호

n : 질점수

θ_i : i 번째 질점의 각변위

k_i : i 번째 축의 비틀림스프링정수

T_{i0} : 각시린더질점에 작용하는 기진토오크의 진폭

α_i : 기진토오크의 위상차

$\Delta\theta_i$: i 와 $(i+1)$ 번째 질점간의 상대각변위 ($=\theta_i - \theta_{i+1}$)

윗식에서 제2항 \sum_i^m 는 시린더질량위치의 것만이 대상으로 된다.

θ_i 는 위치 i 와 시간 t 의 함수이기 때문에 $\theta_i = \theta_{(i)} \phi_{(i)}$ 라 쓰면 $\theta_{(i)}$ 는 시간에 관계없이 다자유도계의 변형상태를 나타내는 함수로 된다.

따라서

$$\theta_{(i)} = \theta_{(1)} \{ \theta_{(i)} / \theta_{(1)} \} = \beta_i \theta_{10} \quad (3.3)$$

라 놓으면 $\theta_{10}(=\theta_{(1)})$ 는 $i=1$ 에 있어서의 각변위진폭이고 β_i 는 그에 대한 무차원계수, 즉 각질점의 $i=1$ 질점에 대한 각변위 비진폭으로서 계의 정규탄성곡선으로부터 구할 수 있다. 따라서

$$\theta_i = \theta_{10} \beta_i \phi_{(i)} = \beta_i \theta_{(1)} \phi_{(i)} = \beta_i \theta_1 \quad (3.4)$$

이들 관계를 이용하여 Lagrange의 방정식으로부터

$$\ddot{\theta}_1 \sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) + \theta_1 \sum_{i=1}^n \{ k_i (\Delta \beta_i)^2 \} = \sum_{i=1}^n T_{i0} \bar{\beta}_i \cos \omega t \quad (3.5)$$

여기서 $i=1$ (기관전단)에 대한 환산치로서

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) &= I_E : i=1\text{에 있어서의 계전체 유효관성모멘트} \\ \sum_{i=1}^n \{ k_i (\Delta \beta_i)^2 \} &= \omega^2 I_E \equiv K_E : \text{등가비틀림스프링 정수} \\ \sum_{i=1}^m (T_{i0} \bar{\beta}_i) &= T_{E0} \sum_i \bar{\beta}_i \equiv T_{E0} : \text{등가기진토오크의 진폭} \end{aligned}$$

다만, ω_E : 계의 고유각진동수,

$$\Delta \beta_i = \beta_i - \beta_{i+1}$$

$$\sum_i^m \bar{\beta}_i : \text{위상벡터의 합}$$

이상의 결과를 정리하면 식(3.5)는

$$I_E \ddot{\theta}_1 + K_E \theta_1 = T_{E0} \cos \omega t \quad (3.6)$$

이 식에서 I_E , K_E 및 T_{E0} 는 다자유도계가 강제진동을 하고있을 때에도 자유진동과 같은 상태, 즉 공진상태에서 감쇠가 없는 자유진동의 진폭비가 감쇠가 있는 강제진동시에도 그대로 성립한다고 가정하면 이것을 그림 3.1(B)와 같은 등가계로 다룰수 있다. 그러할 경우 축끝에 점성댐퍼를 붙인 다시린더기관의 축계는 그림 3.2와 같은 등가 2자유도계로 된다. 이와같은 계에 있어서의 댐퍼관성모멘트 I_d 의 크기는 주진동계의 유일한 관성모멘트와의 비율에 대하여 논할수 있으므로 다자유도계의 경우에도 식(3.6)의 환산등식을 이용하여 검토한다.

지금 그림 3.2의 계에 있어서 댐퍼관성모멘트비 $\lambda = I_d / I_E$ 를 일정하다고 가정하면 각변

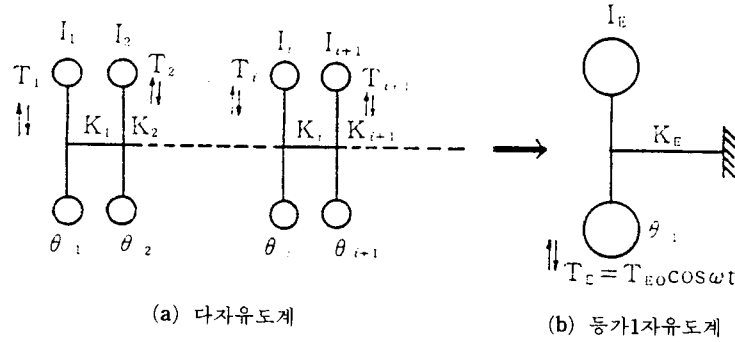


그림 3.1 축의 등가환산계

위의 진폭배율 β_i/β_{st} (여기서 β_{st} 는 평형비진폭)의 곡선군은 댐퍼감쇠 C에 관계없이 $C \rightarrow 0$ 과 $C \rightarrow \infty$ 의 경우의 양공진곡선의 교점을 통과한다. 이것을 정점의 법칙이라 부른다.

여기서 이 교점에서의 진폭배율 β_i/β_{st} 가 최대치를 취하도록 감쇠계수 C를 결정하면 되며 이것이 최적감쇠계수 C_{OPT} 이다.

교점에서는

$$\omega = \omega_E \times \sqrt{\frac{2}{2+\lambda}} = \sqrt{\frac{K_E}{I_E} \left(\frac{I_E}{I_E + I_d/2} \right)} = \sqrt{\frac{K_E}{(I_E + I_d/2)}} \quad (3.7)$$

강제각진도수 ω 에 공진하는 계의 고유각진도수는 I_E 에 $I_d/2$ 를 보탠 것으로부터 구하여 지므로 관성링의 유효관성모멘트 $I_e = (I_d/2)$ 로 된다. 이때의 감쇠계수 C_{OPT} 는 $\partial\beta_i/\partial\omega = 0$ 으로부터

$$C_{OPT} = \frac{I_d \omega}{\sqrt{1 + I_d/I_E}} \quad (3.8)$$

이것을 등가2자유도계법에 의한 최적조건이라 한다.

한편 하우징이 $\theta_1 = \theta_{10} \sin \omega t$ 에서 정상진동할 경우의 관성링과 하우징에 대한 유효관성모멘트 I_e 는

$$I_e = \left\{ \frac{\left(\frac{C}{I_d \omega} \right)^2}{1 + \left(\frac{C}{I_d \omega} \right)^2} \right\} \times I_d \quad (3.9)$$

여기서 C 는 댐퍼의 감쇠계수이다.

또한 매사이클당 댐퍼에서 소산되는 에너지 W_d 는

$$W_d = \pi C \omega \theta_{r0}^2 = \frac{\pi C \omega \cdot \theta_{10}^2}{1 + \left(\frac{C}{I_d \omega}\right)^2} \quad (3.10)$$

θ_{r0} 는 하우징과 관성링간의 최대상대진폭 이다. 따라서 최대감쇠일은 $\partial W_d / \partial C = 0$ 에 의하여

$$C_{opt} = I_d \omega \quad (3.11)$$

이것을 식(3.9)에 대입하면 $I_e = I_d/2$ 로 된다. 이것을 에너지법에 의한 최적조건이라 한다.

위에서 보는 바와같이 점성댐퍼의 최적감쇠치를 결정하는 데는 두가지 방법이 있는데 실제의 기관에서 이들의 조건이 어떻게 적용되는가 연구한 결과에 의하면 다음과 같다.

(1) 하우징각변위의 계산진폭이 실측치와 일치하는가 여부는 기관축계측의 감쇠가 정당하게 파악되고 있는나 여부에 달려있다. 그리고 댐퍼질량 I_d 가 과소하지 않으면(적어도 $I_d / \sum_{i=1}^n (I_i / \beta_i^2) > 0.1$) 축계측의 감쇠영향은 적다.

(2) 하우징각변위의 진폭을 최소로하는 작동유의 점도치부근에 있어서 점도의 변화에 대한 진폭의 변화는 작으며 댐퍼관성질량모멘트의 크기에 따라 상당히 넓은 작동점도범위에 걸쳐 큰 제진효과를 기대할 수 있다. 따라서 최적감쇠계수를 식(3.8), 또는 식(3.11)의 어느 것으로 정하더라도 실용상 이들 양자의 차이는 문제로 되지않는다.

(3) 댐퍼의 효과는 축계의 유효관성 $\sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2)$ 에 대한 관성링의 질량 I_d 의 크기에 따라 결정된다. 그리고 댐퍼설계에 있어서는 감쇠해야할 비틀림진폭의 크기에 따라 $I_d / \sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) = 0.1 \sim 0.5$ 의 범위에서 선택하는 것이 적절하다. 이 문제는 다음 절에서 보다 상세히 검토하여 보고자 한다.

이상은 공진점부근에 대한 논위이며 공진점으로부터 크게 벗어난 위치에서는 자유진동 모오드와 강제진동모오드는 서로간에 상당히 어긋나기 때문에 이 경우에는 실정에 따라 축계측의 감쇠치를 추정하고 다자유도계의 강제감쇠진동을 직접 계산하여야 하는데 댐퍼설계에 있어서는 통상 공진점에 있어서의 각변위와 부가토크의 크기를 문제로 삼는다.

한편 댐퍼가 최적감쇠를 주는 작동유의 점도치를 바르게 결정하는데는 상당히 복잡한 수속절차와 어려움이 존재하므로 위와같은 사실들을 함께 고려할 경우 통상 우리들이 다루는 기관축계에 있어서는 등가2자유도계법, 또는 에너지법중 어느 하나로 결정되는 댐퍼 최적조건은 계전체에 대하여서도 근사적으로 최적조건을 부여한다고 생각하여도 무방하다.

3.3 비틀림진동 점성댐퍼 관성모멘트의 결정

기관축계측의 감쇠를 무시하고 댐퍼가 최대감쇠일을 부여하는 조건으로부터 얻은 최적 동배율은 근사적으로

$$M_{opt} = 1 + [2 / \{ I_d / \sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) \}] \quad (3.12)$$

로서 주어진다. 이것을 그림으로 표시하면 그림 3.3과 같은 쌍곡선으로 된다. 이것을 보면 $I_d / \sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) < 0.1$ 의 범위에서는 동배율의 변화가 급격하나 $I_d / \sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) > 0.1$ 의 범위에서는 동배율의 변화가 완만하게 된다. 따라서 기관축계측의 감쇠는 $I_d / \sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2)$ 의 감소와 더불어 급격히 증가하고 그에 따라서 계산치와 실측치의 차이는 더욱더 크게되는 것을 그림 3.3으로부터 예상할 수 있다.

기관축계측의 감쇠는 댐퍼감쇠와 같이 단순한 점성감쇠가 아니므로 $I_d / \sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2)$ 의 변화에 따른 변화비율이 어떤 형태로 나타나는지는 예측이 곤란하며 실험이나 실측에 의존할 수 밖에 없다. 이상의 검토결과로부터 어떤 기관에 대하여 점성댐퍼를 설계할 경우 $I_d / \sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) > 0.1$ 의 범위에 있도록 댐퍼의 관성모멘트 I_d 를 결정하면 진

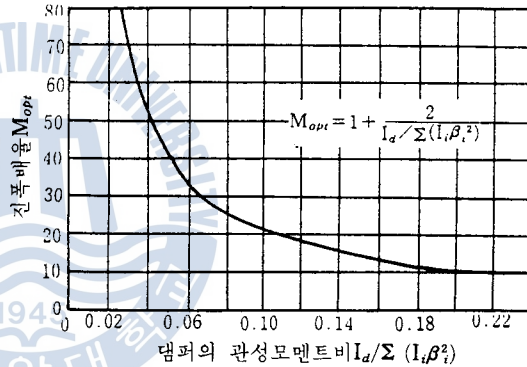


그림 3.3 댐퍼의 관성모멘트비에 대한 진폭배율

폭, 부가응력의 추정이 용이하며 설계하기가 쉬운데 반하여 $I_d / \sum_{i=1}^n (I_i \beta_i^2) < 0.1$ 의 범위로 선택할 경우에는 기관축계측의 감쇠영향이 상당히 크게되므로 이것을 충분히 고려하여 추정할 필요가 있다.

3.4 비틀림진동 점성댐퍼의 감쇠계수

다음에 각점에 대한 댐퍼의 감쇠계수 C를 구하여 본다. Newton의 가설에 의하여 유막중의 속도구배가 직선이라 하고

V : 상대속도, μ : 절대속도, R : 회전반경, A : 유막의 면적, h : 유막의 두께, θ_r : 하우징의 관성링에 대한 상대각변위

이라하면 유막의 전단력에 기인하는 토오크 T는

$$T = \frac{\mu v}{h} RA = \frac{\mu R^2 A}{h} \cdot \dot{\theta}_r = C \dot{\theta}_r \quad (3.13)$$

따라서

$$C = \frac{\mu R^2 A}{h} \quad (3.14)$$

점성댐퍼의 총감쇠계수 C는 관성링의 각면에 대한 감쇠계수의 합으로 표시되며

$$C = C_1 + C_o + C_s \quad (3.15)$$

여기서, C_1 , C_o , C_s 는 각각 관성링의 내면, 외면, 측면에 대한 감쇠계수이다. 따라서 단면 장방형의 관성링의 폭을 b 라 하고 내, 외반경을 R_i , R_o 라 하면

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{2\pi\mu_i b R_i^3}{h_i} \\ C_o &= \frac{2\pi\mu_o b R_o^3}{h_o} \\ C_s &= 2 \int_{R_i}^{R_o} \frac{2\pi\mu_s R^3}{h_s} dR = \frac{\pi\mu_s}{h_s} (R_o^4 - R_i^4) \end{aligned} \quad (3.16)$$

지금 $\mu_i = \mu_o = \mu_s$, $h_i = h_o = h_s$ 라 놓고 식(3.16)을 식(3.15)에 대입한 다음 최적감쇠치 식(3.11)을 다시 대입하여 정리하면 최적감쇠치에 대한 점도를 다음과 같이 얻는다.

$$\mu = \frac{\rho h \omega R_o}{4g \left\{ 1 + \left(\frac{R_i}{R_o}\right)^3 \right\} / \left\{ 1 - \left(\frac{R_i}{R_o}\right)^3 \right\} + \frac{R_o}{2b}} \quad (3.17)$$

다만, ρ : 댐퍼관성링의 비중량(kgf/cm³), h : 평균유막간격(cm)

R_i : 댐퍼관성링의 내경(cm), R_o : 댐퍼관성링의 외경(cm)

b : 댐퍼관성링의 두께(cm), ω : 진동의 각진동수(rad/sec)

실리콘유의 겔보기 전단비 $\gamma = v/h$ 가 크면 Newton의 가설에 따르지 않고 절대점도 μ 는 전단비의 증가와 더불어 감소한다. 또한 점도는 온도에 따라서도 변화하므로 표준절대점도 η_{or} , 온도변화율 η_T , 전단비에 의한 변화율 η_r 라 하면 댐퍼의 작동상태에 있어서의 유효절대점도 μ 는

$$\mu = \eta_T \eta_r \mu_{or} \quad (3.18)$$

실리콘유에 대한 η_T , η_r 의 값은 각각 그림 3.4와 그림 3.5로 주어진다.

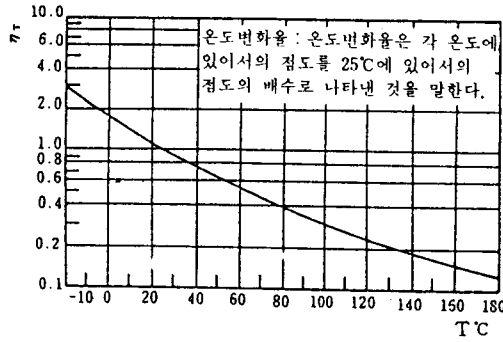


그림 3.4 실리콘유 점도의 온도변화율[8]

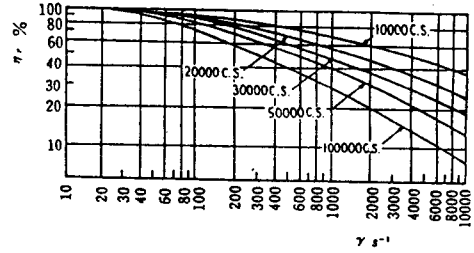


그림 3.5 실리콘유 점도의 전단비에 따른 변화율[8]

여기서 1사이클에 대한 평균전단비를 구해보면

$$\gamma_m = \frac{\omega}{\pi} \gamma_{max} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{R\omega\theta_{ro}}{h} \quad (3.19)$$

여기서 θ_{ro} 는 상태진폭이며 따라서

$$\gamma_m = \frac{2R\omega}{\pi h} \frac{\theta_{10}}{\sqrt{1 + \left(\frac{C}{I_d\omega}\right)^2}} \quad (3.20)$$

관성링의 내면, 외면 및 측면에 대하여 각각

$$\begin{aligned} \gamma_{mi} &= \frac{2}{\pi} \frac{R_i\omega}{h_i} \frac{\theta_{10}}{\sqrt{1 + \left(\frac{C}{I_d\omega}\right)^2}} \\ \gamma_{mo} &= \frac{2}{\pi} \frac{R_o\omega}{h_o} \frac{\theta_{10}}{\sqrt{1 + \left(\frac{C}{I_d\omega}\right)^2}} \\ \gamma_{ms} &= \frac{2}{\pi} \frac{R_s\omega}{h_s} \frac{\theta_{10}}{\sqrt{1 + \left(\frac{C}{I_d\omega}\right)^2}} \end{aligned} \quad (3.21)$$

또는 외면의 최적감쇠에 대하여

$$\gamma_m = \frac{2}{\pi} \frac{\omega\theta_{10}R}{\sqrt{2h}} \quad (3.22)$$

실제로 사용되는 실리콘유의 점도범위는 12,500~200,000cSt/25°C 정도이고 통상의 범위는 30,000~60,000cSt/25°C이다. 점도의 선택은 적정감쇠를 주는 점도를 결정한 다음 전단비, 작동시의 온도등으로 유효점도를 보정하여 25°C에서의 실리콘유 점도를 산출한다.

4. 비틀림진동댐퍼의 설계와 제작방법

4.1 점성댐퍼의 구조와 치수

점성댐퍼의 구조는 일반적으로 그림 4.1(a)와 그림 4.1(b)에 보이는 것처럼 죄임형 (Roll type)과 조립형 (Bolt type)과의 2종류가 있으며 전자는 주로 중, 소형용, 후자는 대형용으로 채택되는 구조이다.

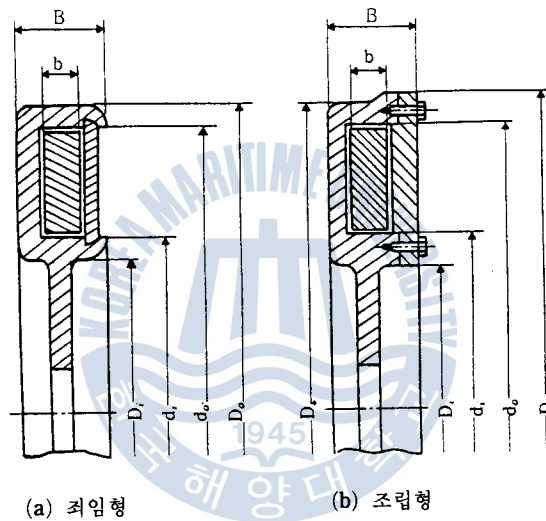


그림 4.1 점성비틀림 진동댐퍼의 단면

Iwamoto가 실제 기관에 설치된 점성댐퍼의 과거 제조 실적으로부터 댐퍼각부의 치수를 조사하여 정리한 것이 그림 4.2와 그림 4.3이다. 이 그림으로부터 하우징외경 D_o 에 대한 각부의 치수를 결정하면 표 4.1과 같이 되고 또한 하우징외경 D_o 와 관성링의 관성모멘트와의 관계는 그림 4.4와 같이 된다.

표 4.1 하우징외경 D_o 에 대한 각부치수

항 목	죄 임 형	조 립 형
d_o cm	$D_o - 15.0$	$0.91D_o + 2.0$
d_i cm	$0.74D_o - 4.6$	$0.62D_o$
D_i cm	$0.72D_o - 5.4$	$0.55D_o$
D_s cm	-	$0.97D_o$
B cm	$0.20D_o - 2.2$	$0.31D_o - 0.6$
b cm	$0.18D_o - 2.7$	$0.27D_o - 6.4$

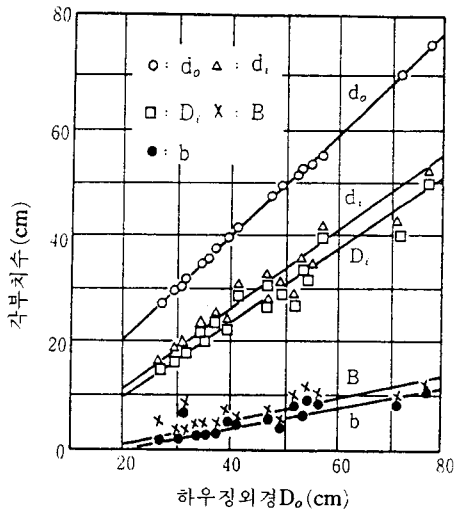


그림 4.2 하우징외경에 대한 각부치수 (최임형)

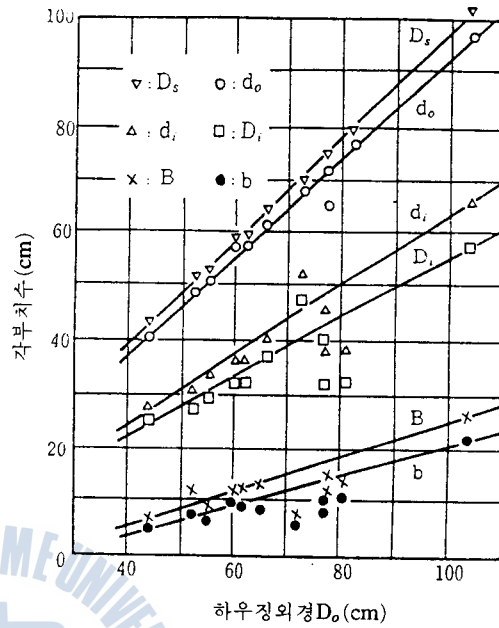


그림 4.3 하우징외경에 대한 각부치수 (조립형)

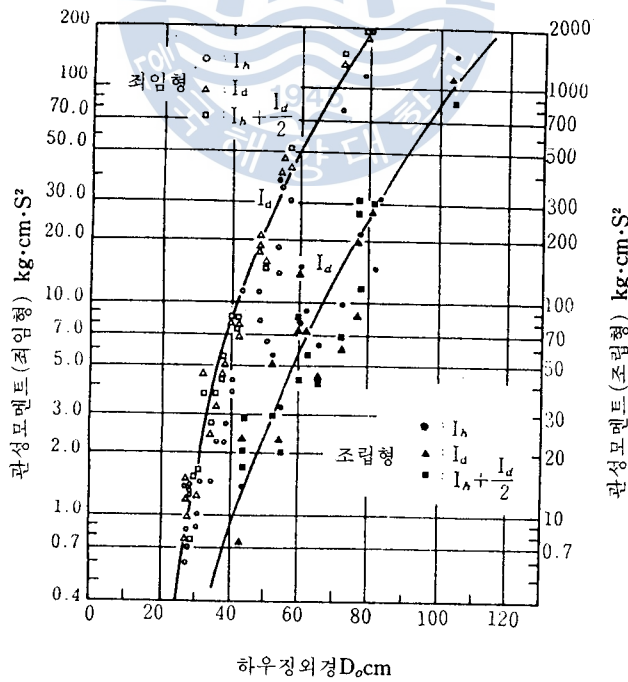


그림 4.4 하우징외경에 대한 관성모멘트[8]

Ker Winlson에 의하면 관성링의 내경(R_i), 외경(R_o)비는 대체로 1/2정도이고 두께(b)의 외경에 대한 비는 1/3정도로 취하도록 하고 있다. 따라서 무게(W)와 관성모멘트(I)는 관성링두께 1cm당

$$w = \pi \rho (R_o^2 - R_i^2)$$

$$i = \frac{\pi \rho}{2g} (R_o^4 - R_i^4) = \frac{w}{2g} (R_o^2 + R_i^2) \quad (4.1)$$

관성링전체에 대하여

$$W = \pi b \rho (R_o^2 - R_i^2)$$

$$I = \frac{\pi b \rho}{2g} (R_o^4 - R_i^4) (R_o^2 + R_i^2) \quad (4.2)$$

$$= \frac{W}{2g} (R_o^2 + R_i^2)$$

만약 $R_i = R_o/2$, $b = R_o/3$ 의 관계를 대입하면

$$w = \frac{3}{4} \pi \rho R_o^2$$

$$i = \frac{15}{32} \pi \rho R_o^4 \quad (4.1a)$$

$$W = \frac{\pi}{4} \rho R_o^3$$

$$I = \frac{5}{32g} \pi \rho R_o^5 \quad (4.2a)$$

다만, 여기서 ρ 는 관성링재료의 비중량(kgf/cm³)이다.

Iwamoto는 하우징과 관성링의 관성모멘트비 I_h/I_d 가 평균치로서

최입형 : 0.55, 조립형 : 0.85

를 제시하고 있으며 이 정도의 값으로 설계하면 하우징이 관성링을 지지하는데 충분한 강도를 갖는 것으로 생각한다.

Ker Wilson은 관성모멘트 $I_d/(I_h + I_d)$ 의 평균치로서 0.6을 제시하고 있으며 관성링을 무거운 금속(탱그스텐과 같은 재료)으로할 경우 0.75, 관성링을 강철제, 하우징을 경금속으로할 경우 0.8~0.9까지 취하도록 하고 있다.

한편, 하우징의 두께는 Ker Wilson의 경우 관성지름의 1/50~1/60정도, 즉 지름 7.5~90in(19~230cm)에 대하여 0.125~1.75in(0.32~4.45cm) 정도로 할 것을 권장하고 있다. 다만, 이러한 치수는 강도계산에 의하여 값의 타당성이 결정되어야 할 것이다.

케이싱과 관성링간의 틈은 Iwamoto의 경우 열팽창등을 고려하여 정하되 대체로 0.3~0.5mm정도로 하도록 하고있다. 이에 대하여 Ker Wilson은 외주와 측면 모두 0.015~0.030in(0.381~0.762mm)로 하되 일반적으로는 다음 식으로 틈새 h를 결정한다.

$$h = (1 + \sqrt{0.2R_o}) / 100 (in) \quad (4.3)$$

또한 Iwamoto에 의하면 박용주기관과 같이 기관과 프로펠러를 연결하는 축의 등가장이 매우 긴 축에서는 기관 단독의 1절진동이 문제로 되고 이에 대하여 댐퍼를 계획하는 일이 많다. 이와 같은 경우 댐퍼 관성링의 관성모멘트는 개략적으로 다음 식에 의하여 결정하도록 하고 있다.

$$I_a = \frac{q \cdot Z \cdot \alpha \cdot S^2}{2} \left(\frac{D}{10}\right)^5 (kg \cdot cm \cdot S^2) \quad (4.4)$$

여기서 Z: 실린더 수

S: 행정/실린더 지름

α : 평형추를 갖지않는 트런크 피스톤형, 0.28

q: 감쇠하고저 하는 각진폭에 따라 0.2~0.5

D: 실린더 지름(cm)

4.2 점성댐퍼의 재질과 조립문제

댐퍼의 재질은 하우징과 관성링 모두 강철제, 또는 주강이 일반적으로 이용된다. 그러나 특수한 경우 하우징은 연강제로 하되 관성링은 주철, 청동, 탕그스텐합금등으로 제작할 경우도 있다.

또한 실리콘유는 유성이 모자라기 때문에 물어뜯는 사고를 방지하기 위하여 관성링에 마찰링을 압입하는 것이 보통이다. 관성링의 내측구멍에 인청동재의 붓성이나 강화플라스틱 붓성을 끼우며 지지저어널의 틈새는 저어널반지름1in 당 0.001in, 즉, 지름의 1/1000 정도로 취한다. 이 때에 붓슈는 관성링의 양측에 튀어나와 있어야하고 케이싱과의 틈새는 양측에서 0.004~0.008in(0.1~0.2mm) 정도로 한다. 위의 틈새는 모든 측면에서 유막틈보다 적어야 한다. 또한 안전조치로서 케이싱내벽과 인청동붓슈의 표면을 카드뮴이나 아연으로 도금하는 것이 좋다고 한다.

댐퍼의 조립에 있어서는 댐퍼케이싱을 트리크로에틸렌으로 탈지하고 알칼리성분이 있는 물질이 없어야 한다. 알칼리성분은 실리콘유를 분해하여 메탄가스를 형성하고 폭발의 위험이 있다. 실리콘유는 95~125℃로 가열하여 주입하고 시일링은 천연고무제를 사용한다.

조립을 완료한 다음 세척하고 작동유 온도보다 약간 높게 가열하여 실리콘유의 누설여부를 점검한다.

4.3 댐퍼의 발열문제

댐퍼에서는 감쇠작용에 의하여 열이 발생하고 이로 말미암아 온도가 상승하게 된다. 따라서 댐퍼의 설계에 있어서는 이 문제와 관련하여 댐퍼의 작동온도를 어느 한도이내로 유지할 필요가 있다.

통상 크랭크 케이스내에 댐퍼를 설치할 경우에는 75°C 이내로, 외부에 설치할 경우에는 45°C 이내로 취하고 이보다 온도가 상승할 가능성이 있을 경우에는 냉각문제를 고려한다. 일반적으로 댐퍼의 소산에너지는 Ker Wilson에 의한 경우 0.8hp/ft²(8.6hp/m², 6.43 kw/m²)을 초과하지 않도록 권장하고 있다.

지금 소산에너지를 식(3.10)에 의하여 계산하고 여기에 진동수를 곱하면 상당에너지가 구하여 진다.

실제는 위의 값보다 낮게 취하는 것이 안전하며 Ker Wilson에 의한 경우 다음과 같다.

$$H = h \cdot A_d \quad (4.5)$$

H : 허용소산열량(Btu/hr)

$A_d = 4\pi (R_o + R_i) (B + R_o - R_i)$: 댐퍼의 관성링 총표면적(ft²)

$h = 1,600 \sim 2,000 \text{ Btu/ft}^2/\text{hr}$ (4,340~5,425 kcal/m²/hr) : 위험속도에서 과도적인 운전

$= 800 \sim 1,000 \text{ Btu/ft}^2/\text{hr}$ (2,170~2,712 kcal/m²/hr) : 자동차기관과 같은 소형고속기

관의 위험속도에서 연속운전

$= 400 \sim 500 \text{ Btu/ft}^2/\text{hr}$ (1,085~1,356 kcal/m²/hr) : 박용기관과 같은 저속대형기관의

위험속도에서 연속사용

한편 Iwamoto에 의하면 댐퍼전체의 열방사율은 h_m 은 [12]

$$h_m = 90.21 a_m A_m^{0.3} \omega^{0.8} \text{ (kcal/m}^2/\text{h/}^\circ\text{C)} \quad (4.6)$$

댐퍼하우징의 단위방열면적당의 흡진일 L_d/A_m 은

$$L_d/A_m = 0.15 a_m (t_m - t_\infty) A_m^{0.3} \omega^{0.8} \text{ (kw/m}^2\text{)} \quad (4.7)$$

여기서,

a_m : 계수 (0.021~0.03=0.025)

A_m : 댐퍼의 방열면적 (m²)

ω : 각진동수 (rad/sec)

$t_m - t_\infty$: 댐퍼온도와 대기온도차 (=55°C ~60°C)

4.4 댐퍼의 강도

강철제 케이싱의 댐퍼외주속도는 50~100ft/sec(15~30m/sec)범위로 취하고 이 경우에 저속은 대형기관에 대한 값이다. 이 때에 실리콘유압과 열응력이 원심력에 가산됨을 명심할 필요가 있다.

지금 임의 반경r(cm)에 있어서의 유체압력p는

$$p = \rho_f \omega^2 r^2 / 2g \quad (4.8)$$

ρ_f : 유체의 비중(실리콘유 : 0.000970kgf/cm²)

ω : 반경r에서의 각속도(2πN/60rad/sec)

N : 댐퍼의 회전속도 (rpm)

g : 중력의 가속도 (980cm/s²)

유체는 사실상 비압축성이므로 덮개에 작용하는 총하중은

$$P = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} p r dr = \pi \rho_f \omega^2 (R_o^4 - R_i^4) / 4g \text{ (kgf)} \quad (4.9)$$

R_o : 케이싱의 외경 (cm), R_i : 케이싱의 내경 (cm)

압력중심까지의 거리는 회전축둘레의 모멘트로부터 구한다.

$$M = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} p r^2 dr = \pi \rho_f \omega^2 (R_o^5 - R_i^5) / 5g \text{ (kgf} \cdot \text{cm)} \quad (4.10)$$

$R_p = M/P = 4(R_o^5 - R_i^5) / 5(R_o^4 - R_i^4)$ (cm)

R_p : 압력의 중심반경

내외경의 스탯트에 걸리는 하중은

$$P_{s1} = P (R_{s0} - R_p) / (R_{s0} - R_{s1}) \text{ (kgf)} \quad (4.11)$$

$$P_{s0} = (P - P_{s1}) \text{ (kgf)} \quad (4.12)$$

P_{s0} : 외부 스탯트에 걸리는 하중, P_{s1} : 내부 스탯트에 걸리는 하중

R_{s1} : 내부 스탯트볼트 핏치원의 반지름, R_{s0} : 외부 스탯트볼트 핏치원의 반지름

$t_m - t_\infty$: 댐퍼온도와 대기온도차 (=55°C ~ 60°C)

4.4 댐퍼의 강도

강철제 케이싱의 댐퍼외주속도는 50~100ft/sec(15~30m/sec)범위로 취하고 이 경우에 저속은 대형기관에 대한 값이다. 이 때에 실리콘유압과 열응력이 원심력에 가산됨을 명심할 필요가 있다.

지금 임의 반경 r (cm)에 있어서의 유체압력 p 는

$$p = \rho_f \omega^2 r^2 / 2g \quad (4.8)$$

ρ_f : 유체의 비중(실리콘유 : 0.000970kgf/cm³)

ω : 반경 r 에서의 각속도($2\pi N/60$ rad/sec)

N : 댐퍼의 회전속도(rpm)

g : 중력의 가속도(980cm/s²)

유체는 사실상 비압축성이므로 덮개에 작용하는 총하중은

$$P = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} p r dr = \pi \rho_f \omega^2 (R_o^4 - R_i^4) / 4g \text{ (kgf)} \quad (4.9)$$

R_o : 케이싱의 외경(cm), R_i : 케이싱의 내경(cm)

압력중심까지의 거리는 회전축둘레의 모멘트로부터 구한다.

$$M = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} p r^2 dr = \pi \rho_f \omega^2 (R_o^5 - R_i^5) / 5g \text{ (kgf} \cdot \text{cm)} \quad (4.10)$$

$R_p = M/P = 4(R_o^5 - R_i^5) / 5(R_o^4 - R_i^4)$ (cm)

R_p : 압력의 중심반경

내외경의 스탯트에 걸리는 하중은

$$P_{s1} = P (R_{so} - R_p) / (R_{so} - R_{si}) \text{ (kgf)} \quad (4.11)$$

$$P_{so} = (P - P_{s1}) \text{ (kgf)} \quad (4.12)$$

P_{so} : 외부 스탯트에 걸리는 하중, P_{s1} : 내부 스탯트에 걸리는 하중

R_{si} : 내부 스탯트볼트 핏치원의 반지름, R_{so} : 외부 스탯트볼트 핏치원의 반지름

관성링의 원심력에 의한 인장응력 σ_t 는

$$\sigma_t = \frac{\rho v^2}{9.8 \times 10^4} \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

$$\rho : \text{관성링의 비중량}(kgf/cm^3) \quad (4.13)$$

$$v : \text{관성링의 원주속도}(cm/s)$$

원주한계속도는 주철 3×10^4 mm/s, 주강 4.5×10^4 mm/s, 강철 5×10^4 mm/s정도 이내가 되도록 한다.

열팽창은 $v_t = v_0(1 + \beta t)$ 에서 v_0 를 0°C에서의 부피, v_t 를 t°C에서의 부피라하면 체적팽창계수 β 는 다음과 같다.

실리콘유 : 0.000780, 주철 : 0.000035, 인청동 : 0.000054, 알루미늄 : 0.000077

5. 결 론

지금까지 왕복동내연기관 비틀림진동댐퍼의 이론과 댐퍼를 설계할 경우에 야기되는 여러가지 문제점을 과거의 실적을 중심으로하여 검토하여 보았다. 또한 설계·제작된 비틀림진동댐퍼의 성능을 분석할 수 있는 시뮬레이션프로그램을 개발하였다.

그리고 여기서 검토된 이론과 설계상의 문제점을 고려하여 고속 디젤기관용비틀림진동댐퍼를 설계하여 제작한 바 있으며 그의 성능을 개발된 시뮬레이션프로그램에 의하여 검토하여 보았다. 앞으로 실제기관에 설치하여 그의 실제성능을 검토하게 될 것이다.

본문에서 밝힌바와 같이 비틀림진동 댐퍼에는 점성댐퍼외에도 고무댐퍼와 점성고무댐퍼 및 스프링점성댐퍼등이 있으며 이들까지를 포함하여 각 댐퍼의 이론적 문제와 설계제작상의 문제점을 순차적으로 연구, 검토, 분석하고자 한다.

참고문헌

- 1) 全孝重, “船舶動力傳達裝置”, 太和出版社, 1986.
- 2) 全孝重, “機械力學”, 一中社, 1984.
- 3) 全孝重, “舶用디젤機關 推進軸系의 強制減衰비틀림振動에 關한 研究”, 韓國舶用機關學會誌, 第4卷 第2號, 1980.
- 4) B.I.C.E.R.A., “A Handbook on Torsional Vibration”, Cambridge University Press, 1958.
- 5) Ker Wilson, “Practical Solution of Torsional Vibration Problems”, Chapman & Hall Ltd, London, Vol.1(1956), Vol.3(1965), Vol.4(1968), Vol.5(1969).
- 6) Den Hartog J.P., “Mechanical Vibration”, 4th Ed., McGraw-Hill Book Co., 1958.
- 7) Shan S.Kuo, “Computer Applications of Numerical Method”, Addison Wesley, 1972.
- 8) 若本昭一, “テ-イ-ゼル機關のねじり振動タンパについて”, 日本舶用機關學會誌, 第9卷 第8號, 1980.
- 9) Denji Hirayama, Shoichi Iwamoto, “Characteristics of a Torsional Vibration Damper of Viscous-Shear Type Attatchd to a Multi-Cylinder Diesel Engine”, 日本機械學術論文集(第2

部), 第27卷 第18, 1962

- 10) Toshiro Seki, Takeshi Saito, Schoichi Iwamoto, "Characteristics of a Viscous-Torsional Vibration Damper Attached to a High-Speed Multi-Cylinder Diesel Engine", 早稻田大學 研究所報告集, 35集, 1966.
- 11) "トーションダンパ", 富士自動車興業(株)
- 12) Shoichi Iwamoto, "粘性ねじり振動ダンパ振動油溫度上昇に関する實驗的研究" Journal of the M.E.S.J., Vol.12, No.4, 1977.



