



ÚŘAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

POPIS VYNÁLEZU

K AUTORSKÉMU OSVĚDČENÍ

202149
(11) (B1)

(22) Přihlášeno 12 11 76
(21) (PV 7318-76)

(40) Zveřejněno 30 04 80

(45) Vydáno 15 10 82

(51) Int. Cl.³
F 16 F 1/00
F 16 F 1/04

(75)

Autor vynálezu

FIDRMUC FRANTIŠEK ing., MLADÁ BOLESLAV

(54) Ventilová pružina

Vynález se týká ventilové pružiny spalovacích motorů, zejména potom motorů s torzně měkkým klikovým a vačkovým hřídelem.

Dosud známé ventilové pružiny se navrhují tak, že mají buď nízkou schopnost tlumení a při stanovení průměru vychází se z vysokých hodnot vlastní frekvence kmitání, nebo se navrhují s nízkou vlastní frekvencí a s poměrně vysokým vnitřním tlumením.

Nevýhodou uvedených ventilových pružin s vysokou vlastní frekvencí je značné zvýšení přídavného namáhání, které roste s druhou mocninou vlastní frekvence. U ventilových pružin s nízkou vlastní frekvencí dochází k rozkmitání pružiny vlivem nízkých složek harmonického rozvoje zdvihové křivky ventilu, které mají veliké hodnoty amplitud. Návrh pružiny s vysokou vlastní frekvencí a vysokým tlumením, která by byla vhodná pro všechny druhy vačkových hřídelů není prakticky možný, neboť neúměrně roste maximální namáhání i rozkmit pomáhání při zdvihu ventilů. Pružiny s nízkou vlastní frekvencí a nízkým tlumením jsou pro moderní vysokootáčkové motory zcela nevhodné.

Výše uvedené nedostatky jsou odstraněny ventilovou pružinou podle vynálezu s průměrem drátu úměrným vlastní frekvenci, počtu činných závitů a druhé mocnině středního průměru vinutí, přičemž podstata spočívá v tom, že velikost její vlastní frekvence je rovna součinu otáček vačky, odpovídajících maximálním otáčkám motoru a 0,95 ÷ 1,05 násobku nejbližší vyšší harmonické složky Fourierova rozvoje zdvihové křivky ventilu, ležící vpravo od bodu A₁ ve kterém se podruhé mění smysl kmitání harmonických a její délka má při maximálním zdvihu ventilu velikost

$$L_{\min} = d \cdot (n + n_z) + \frac{45 \div 75}{D \cdot n} \text{ (mm)}.$$

Použitím ventilové pružiny podle vynálezu zajistí se minimální velikost složek harmonického rozvoje zdvihové křivky ventilu rozkmitávajících pružinu, minimálně potřebná velikost vlastní frekvence kmitání pružiny a tím velmi klidný chod ventilových pružin i celého rozvodu až do nejvyšších otáček motoru. Zvýší se tak životnost pružin i rozvodu, sníží se pokles síly na pružině během provozu a odstraní se nebezpečí praskání pružin i při použití méně jakostních pružinových materiálů.

Na připojených výkresech znázorňuje

- obr. 1 ventilovou pružinu ve volném stavu,
 obr. 2 znázorňuje charakteristiku pružiny,
 obr. 3 znázorňuje závislost velikosti složek harmonického rozvoje zdvihové křivky ventilu na úhlu otevření ventilu,
 obr. 4 znázorňuje závislost velikosti složek harmonického rozvoje zdvihové křivky ventilu na plnosti zdvihové křivky.

Průzkumem mnoha zdvihových křivek ventilů byla zjištěna závislost velikosti složek c_k harmonického rozvoje na úhlu otevření TH ventilu a na plnosti zdvihové křivky PL ventilu (viz obr. 3 a 4). Z obr. 3 je patrné, že s větším úhlem otevření TH ventilu se složky harmonického rozvoje posouvají doleva a bod A, který je rozhodující pro optimální návrh ventilové pružiny se rovněž posouvá směrem k nižším harmonickým. Z obr. 4 je obdobně vidět, že s vyšší plností zdvihové křivky PL se bod A rovněž posouvá doleva. Při návrhu ventilové pružiny postupujeme tím způsobem, že zdvihovou křivku pro požadované otevření ventilu rozvineme do Fourierovy řady a sestrojíme diagram závislosti velikosti složek harmonického rozvoje a úhlu otevření ventilu. Z diagramu obdržíme důležitý bod A, který leží na podélné souřadnicové ose x v místě, kde se podruhé mění smysl kmitání harmonických složek. Optimální návrh ventilové pružiny spočívá v tom, že se její vlastní frekvence volí tak, aby se v oblasti maximálních otáček motoru uplatňovaly na jejím rozkmitání harmonické složky blízké bodu A.

Například Fourierův rozvoj zdvihové křivky pro otevření ventilu 240° protíná podruhé podélnou souřadnicovou osu x v bodě A, který leží mezi 9. a 10. harmonickou. Maximálním otáčkám motoru $n_{\max} = 5200$ 1/min. odpovídají vzhledem k převodu mezi klikovým a vačkovým hřídelem poloviční otáčky vačky, to znamená $n_{vač} = 2600$ 1/min.

Optimální vlastní frekvence f_p pružiny má ležet podle předmětu vynálezu v rozmezí:

$$f_p = (0,95 \div 1,05) \cdot k_{10} \cdot \frac{n_{vač}}{60} = (0,95 \div 1,05) \cdot 10 \cdot \frac{2600}{60} = 412 \div 455 \text{ Hz},$$

kde k je řád kmitání

$n_{vač}$ je maximální otáčky vačky [1/min].

Stanovení rozměrů pružiny provede se podle známého vzorce pro výpočet vlastní frekvence f_p pružiny v závislosti na průměru drátu d , středním průměru vinutí D a počtu činných závitů n :

$$f_p = 3,6 \cdot \frac{d \cdot 10^5}{n \cdot D^2} \text{ (Hz)}.$$

Z tohoto vztahu lze volbou veličin, které jsou dány zástavbou pružiny v hlavě válců, to je středního průměru vinutí D a počtu činných závitů n , stanovit průměr drátu d pružiny, který má velikost:

$$d = f_p \cdot \frac{n \cdot D^2}{3,6 \cdot 10^5} \text{ (mm)},$$

kde d je průměr drátu pružiny (mm),

f_p je vlastní frekvence pružiny (Hz),

n je počet činných závitů,

D je střední průměr vinutí pružiny (mm).

Výhodou takto navržených pružin je omezení vlivu torzního kmitání vačkového hřídele na rozkmitání pružin. Z teoretického rozboru harmonického rozvoje zdvihové křivky ventilu s uvažováním nerovnoměrného otáčení vačky vyplývá, že kromě harmonických složek řádu k rezonují s vlastní frekvencí pružiny f_p i složky řádu $k + \kappa$ a $k - \kappa$, kde κ je řád kmitání vačkového hřídele. Z praktických měření vyplynulo, že kmitání vačkového hřídele je vybuzeno druhou harmonickou kroutícího momentu na klikovém hřídeli. Protože je mezi klikovým a vačkovým hřídelem převod $2 : 1$, bude řád kmitání vačkového hřídele $\kappa = 4$. Složky řádu $k - \kappa$ nejsou pro rozkmitání ventilové pružiny nebezpečné, neboť jejich amplituda c_k je malá. Složky řádu $k + \kappa$ však mohou být pružině nebezpečné, neboť řád kmitání k je nízký a amplitudy kmitání nízkých harmonických jsou velké. Bude-li však navržena pružina podle vynálezu, uplatní se na jejím rozkmitání harmonické složky okolí bodu B, kde se poprvé mění smysl jejich kmitání, neboť mezi body A a B jsou právě čtyři jednotky harmonických.

Dalšího omezení přídavného namáhání $\Delta\tau$ ventilové pružiny od jejího stlačení při maximálním zdvihu ventilu je možno dosáhnout vhodnou volbou délky $L_{\min}$ pružiny ve stlačeném stavu, která má mít velikost

$$L_{\min} = d \cdot (n + n_z) + \frac{D \cdot n}{c} \text{ (mm)},$$

kde $L_{\min}$ je délka pružiny ve stlačeném stavu při maximálním zdvihu ventilu (mm),

d je průměr drátu pružiny (mm),

D je střední průměr vinutí pružiny (mm),

n je počet činných závitů pružiny,

n_z je počet závěrných závitů pružiny a

c je konstanta, jejíž velikost se pohybuje v rozmezí $45 \div 75$.

Návrhem pružiny podle vynálezu dosáhneme minimální velikosti složek harmonických rozkmitávajících ventilovou pružinu v oblasti maximálních otáček motoru a minimální potřebnou hodnotu vlastní frekvence pružiny f_p . Tím dosáhneme velmi klidného chodu ventilových pružin i celého rozvodu až do nejvyšších otáček motoru, zvýší se životnost pružin a rozvodu, sníží se pokles síly na pružině během provozu a odstraní se nebezpečí praskání pružin.

Ventilové pružiny podle vynálezu lze s výhodou využít u moderních rychloběžných motorů a u motorů s torzně měkkým klinovým a vačkovým hřídelem.

PŘEDMĚT VYNÁLEZU

1. Ventilová pružina spalovacího motoru, u které průměr drátu je úměrný vlastní frekvenci, počtu činných závitů a druhé mocnině středního průměru vinutí pružiny, vyznačená tím, že její vlastní frekvence (f_p) je rovna součinu otáček vačky ($n_{vač}$) odpovídajících maximálním otáčkám motoru a $0,95 \div 1,05$ násobku nejbližší vyšší harmonické složky Fourierova rozvoje zdvihové křivky ventilu, ležící vpravo od bodu (A), ve kterém se podruhé mění smysl kmitání harmonických.
2. Ventilová pružina spalovacího motoru podle bodu 1, vyznačená tím, že její délka (L_{min}) má při maximálním zdvihu ventilu velikost

$$L_{min} = d \cdot (n + n_z) + \frac{D \cdot n}{45 \div 75} \text{ [mm]},$$

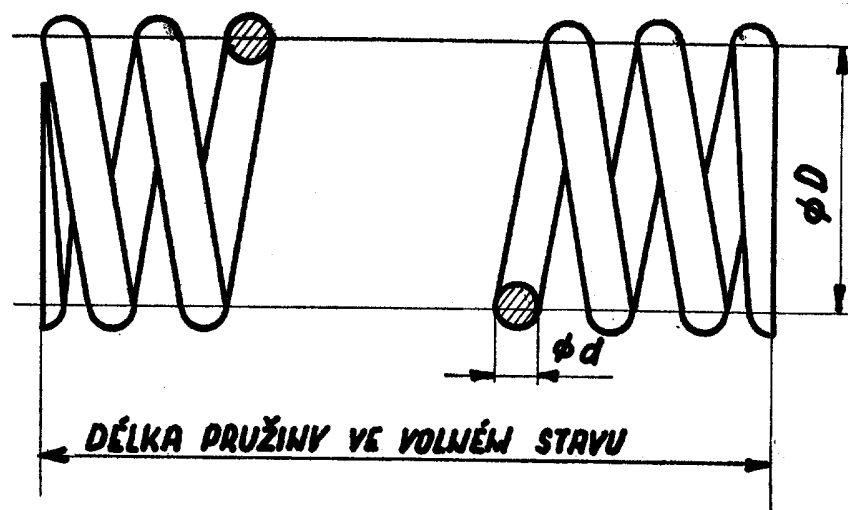
kde d je průměr drátu pružiny [mm],

n je počet činných závitů,

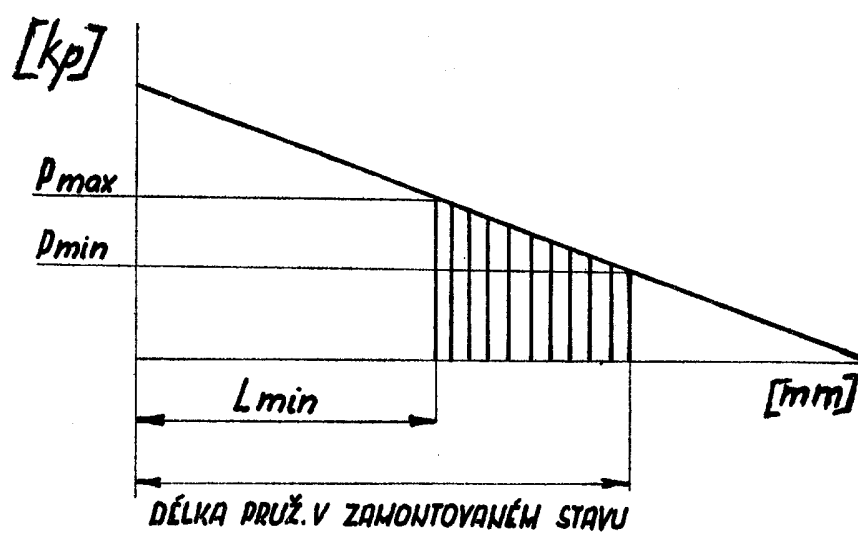
n_z je počet závěrných závitů a

D je střední průměr vinutí pružiny [mm].

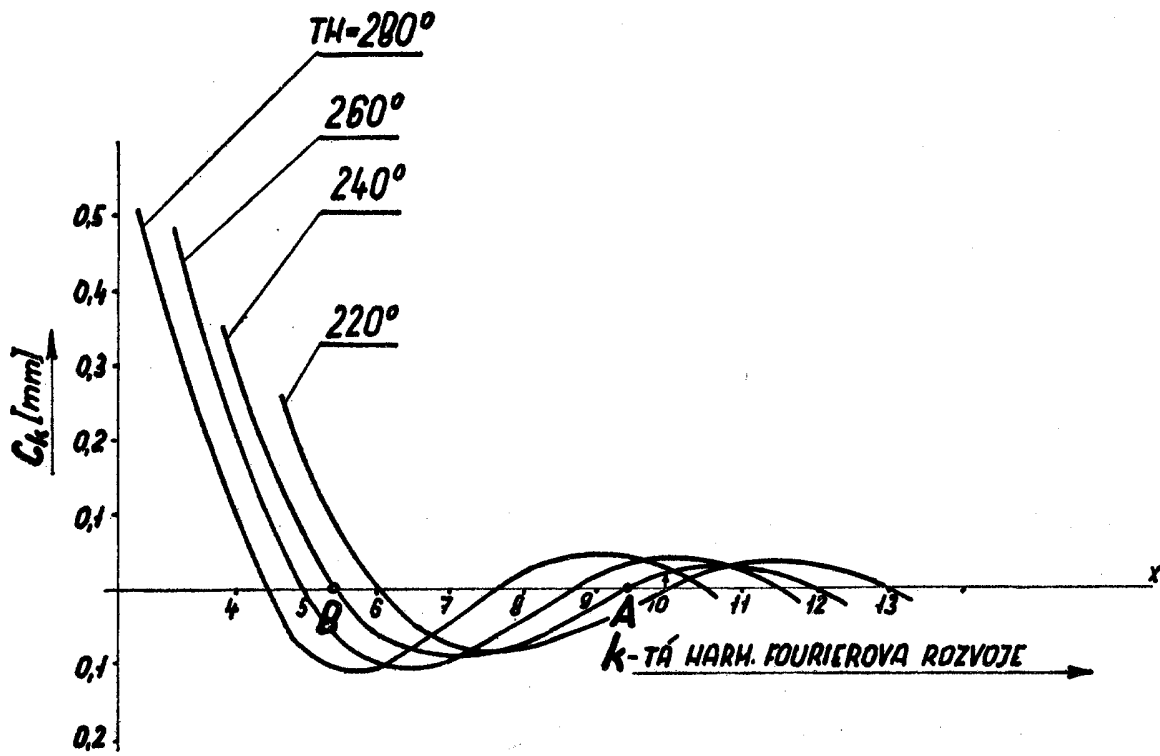
4 výkresy



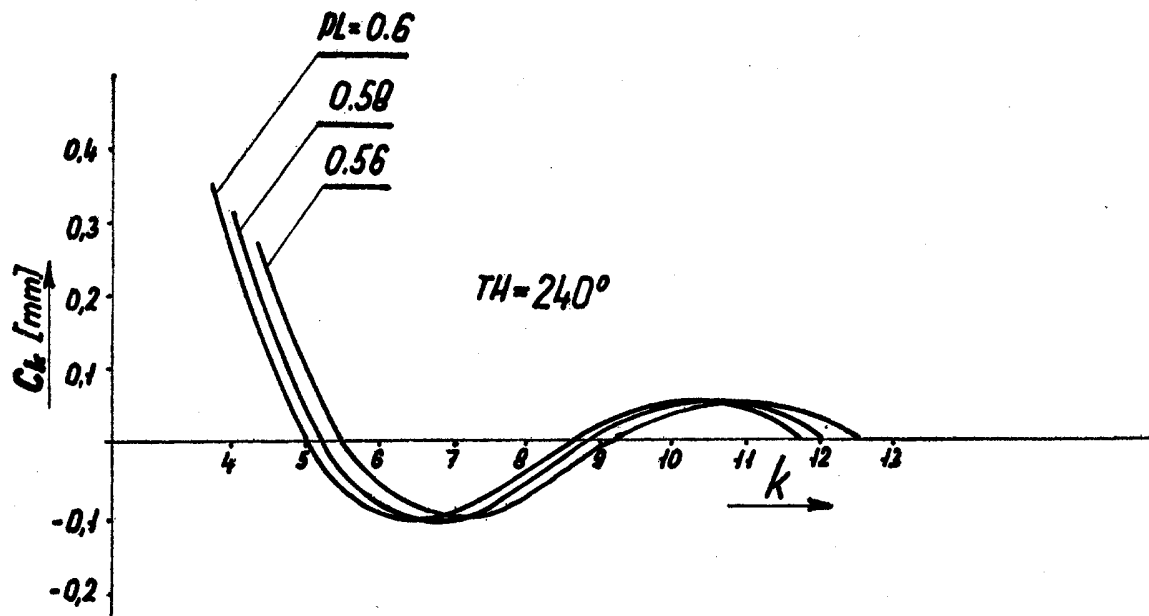
Obr. 1



Obr. 2



Obr. 3



Obr. 4