



EXPERIMENTAL VERIFICATION OF COMPRESSOR TOWBAR PROPERTIES

EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ VLASTNOSTÍ TAŽNÉ OJE KOMPRESORU

Dolhof V., Kepka M.

In the paper some results of experimental stress analysis of ŠKODA compressor towbar, the accelerated fatigue test, measurements and analysis of operational stress both during model and real loading, and a teoretical assessment of the fatigue service life in towbar critical cross sections are described.

1. Úvod

Uskutečněné experimentálně-teoretické práce sloužily pro rychlé zjištění vstupních dat pro dimenzování tažné oje kompresoru Škoda, hmotnostní kategorie 1000 kg. Měření byla prováděna na namátkově vybraném sériovém kompresoru ŠKD 202, osazeném zkušební tažnou ojí, vyrobenou z bezešvé trubky $\varnothing 70 \times 4$ mm z materiálu 11 353.1.

2. Experimentální analýza napětí při statickém zatěžování

Zkušební oj byla zatěžována přímo závažím v místě oka pro upevnění do závěsného zařízení tažného vozidla. Zatěžování bylo prováděno na kompresoru podepřeném v předních rozích skříně a dále při různých polohách natočení zkušební oje, připevněné k montážní kostce. Tímto způsobem byly zjištěny hodnoty napětí při statickém zatěžování ve směru svislém (S), vodorovném (V) a bočním (B). Schema zkušební oje s rozmístěním nejdůležitějších tenzometrů a hodnoty napětí [MPa] na vybraných místech při zatížení S, V a

$B = 981 \text{ N}$ jsou uvedeny na obr. 1.

3. Zrychlená únavová zkouška

Pro orientační ověření únavových vlastností zkušební oje byla provedena zrychlená laboratorní únavová zkouška. Zatížení svislou silou S , se stupňovitě rostoucí amplitudou cyklické složky až do okamžiku vzniku makroskopické únavové trhliny bylo vyvozováno pomocí EHZ Schenck. Ke vzniku a rozvoji únavové trhliny došlo v místě přivaření I-profilu pro upevnění podpěrné nohy kompresoru. Odhad cyklického zatížení na mezi únavy se pohyboval v rozmezí $S_c \pm 490$ až 940 N . Tato hodnota se výrazně lišila od předpokladu konstruktéra při návrhu oje a z výsledku zkoušky vyplynul jednoznačný požadavek na měření provozního namáhání.

4. Měření provozního namáhání při modelovém zatěžování

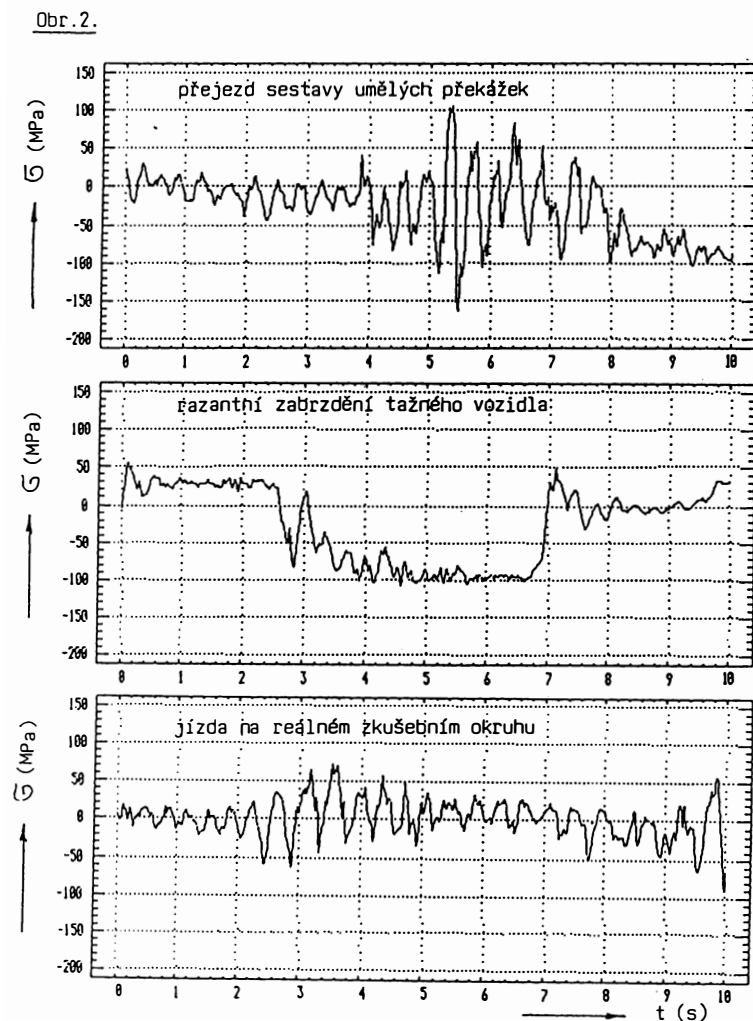
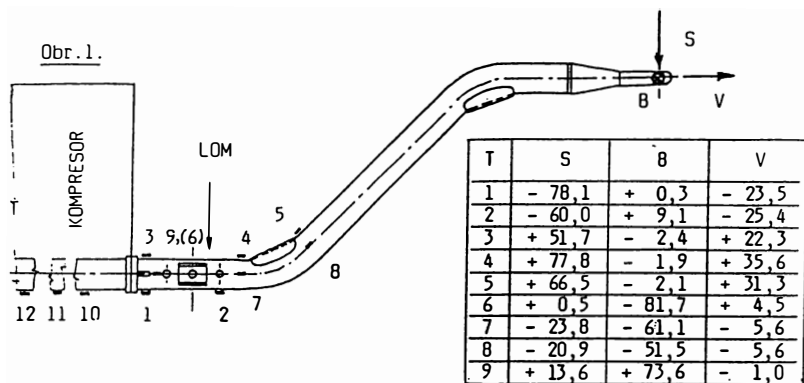
Orientační informace o úrovních dynamického namáhání tažné oje kompresoru, vznikajícího vlivem jízdy po nerovnostech vozovky, byly získány měřením napěťové odezvy při přejezdu umělých překážek. Použity byly překážky ve tvaru válcové úseče o základně 500 mm a výšce 60 mm . Překážky byly rozmístěny na hladkém asfaltovém povrchu ve vzdálenostech 20 m do takové sestavy, že při jízdě došlo k jejich přejetí postupně levým kolem kompresoru, oběma koly současně a pravým kolem. Provedena byla měření při přejezdu sestavy překážek rychlostí 10 , 20 a 30 km/hod . Dále byl zaznamenán časový průběh napětí režimu vhodném k určení provozní vodorovné síly při razantním zabrzdění tažného vozidla z rychlosti 30 km/hod .

5. Měření provozního namáhání při reálném zatěžování

Pro toto měření byl zvolen zkušební okruh o délce $1,5 \text{ km}$. Okruh byl několikrát projet přiměřenou rychlostí a pro sledovaná místa byla zaznamenána série časových průběhů napětí při obou sledovaných režimech, jízdě po asfaltové vozovce s ojediněle mírně rozrušeným povrchem (A), a jízdě po staveništi, tj. po panelové vozovce, přes koleje jeřábové dráhy a v nezpevněném terénu (S).

6. Analýza provozního namáhání

Ukázky časových průběhů provozních napětí naměřených při modelovém i reálném zatěžování jsou uvedeny na obr.2. Provozní namáhání tažné oje kompresoru má zcela zjevně charakter náhodného procesu. Nejprve byly vyhodnoceny základní charakteristiky zaznamenaných průběhů provozních napětí. Z extrémních hodnot napětí při různých režimech zatěžování byl proveden



odhad extrémních hodnot složek provozního zatížení S,V,B. Z výsledků analýzy vyplynulo, že cyklické provozní zatížení v místě kloubového uchycení oje kompresoru k tažnému vozidlu může zcela reálně obsahovat tyto složky: amplituda boční síly $B_a = 400 \text{ N}$, amplituda vodorovné síly $V_a = 4000 \text{ N}$, amplituda svislé síly $S_a = 2000 \text{ N}$.

7. Orientační odhad provozní životnosti

Výpočet únavového poškození a predikce provozní životnosti se opírala o využití lineární hypotézy kumulace únavového poškození. Vstupními parametry výpočtů byla spektra napětí, vyhodnocená metodou stékání deště ze známů provozního namáhání na zkušebním okruhu a rovnice Wöhlerovy křivky, bezpečně odhadnutá na základě výsledku zrychlené laboratorní únavové zkoušky a zkušeností ze zkoušek konstrukcí podobného typu. Nejprve byly vypočteny hodnoty jednotkových poškození od 1 km provozu v podmínkách A, resp. S, a odpovídající odhady provozní životnosti v počtu ujetých km. Dále byla provedena parametrická studie vlivu poměrného zastoupení provozních podmínek A a S na výslednou provozní únavovou životnost zkušební tažné oje kompresoru. Vyčíslení hodnot této parametrické studie je uvedeno v tabulce.

Pravděpodobnost výskytu provozních podmínek		Provozní životnost
P_A	P_S	L (km)
1,0	0	56 000
0,8	0,2	39 000
0,6	0,4	30 500
0,4	0,6	24 500
0,2	0,8	21 000
0	1,0	18 000

8. Závěr

Kombinací experimentálních a teoretických postupů byla v relativně velmi krátké době posouzena únavová životnost zkušební tažné oje kompresoru Škoda ŠKO 202 a byla získána vstupní data pro její bezpečné dimenzování.

Václav Dolhof/Ing.CSc.; Miloslav Kepka/Ing.CSc.

ŠKODA, VÝZKUM, Plzeň, s.r.o., Tylova 57, 316 00 Plzeň
Plzeň 514, linka 861/ Plzeň 220762