

**Оробінський О.В.,
Аксёнова Н.А.**
Український державний університет
залізничного транспорту,
г. Харків, Україна
E-mail: naavoneska@gmail.com

ПІДВИЩЕННЯ ВИТРИВАЛОСТІ ХРЕСТОВИНИ ПРУЖНОЇ МУФТИ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

УДК 621.43-233.2

Оробінський О.В., Аксёнова Н.А. «Підвищення витривалості хрестовини пружної муфти колінчастого валу»

В статті представлені результати експериментального дослідження напруженого стану тіла хрестовини пружної муфти колінчастого валу транспортного дизеля, встановлено причини порушення номінальної роботи механічного з'єднання, надані відповідні рекомендації.

Експлуатаційні випробування дизеля виявили недостатню надійність пружної муфти. В тілі хрестовини на поверхні гнізда під пружні елементи, розташованого над лисками, була виявлена втомлена тріщина. Напружений стан хрестовини обумовлено її напресовкою на хвостовик колінчастого валу та передачею через муфту крутного динамічного моменту.

В роботі визначені та проаналізовані напруження від напресовки та від навантаження крутним моментом. Встановлено, що максимальні напруження від напресовки з'являються вздовж навантаженої поверхні виникнення в зоні появи тріщини, однак їх величина 260 МПа значно менша за границю тимчасової витривалості 1100 МПа матеріалу хрестовини (сталь 18Х2Н4МА). Таким чином, напресовка хрестовини на хвостовик колінчастого валу не приводить до появи тріщини.

Крутний момент на колінчастих валах з'являвся при нагнічені у циліндр під великим тиском мастила. Тиску мастила 15 МПа відповідає крутний момент 100 кНм. Аналізи результатів дозволяють відмітити, що напруження по зовнішній поверхні хрестовини досягають свого максимуму в зоні появи тріщини, яка відповідає навантаженому краю лиски. Надлишковий момент, що дорівнює різниці крутного моменту та моменту тертя, починає сприйматися тільки лисками, в наслідок чого напруження в зоні появи тріщини різко зростають. Внаслідок цього, у сполученні з'являється підвищений рівень відносної рухомості поверхонь, що сопрягаються і зростає динамічне навантаження лисок, це і приводить до появи тріщини. Обґрунтовано, що різниця у значеннях напружень в діаметрально протилежних зонах тіла хрестовини є наслідком нерівномірного проковзання циліндричних поверхонь.

Проаналізовані різні варіанти навантаження муфти та розроблені рекомендації по можливому змінінню конструкції вузла Збільшення габаритів хрестовини в напрямку продольної осі на 10 мм (ширина) та довжини кожної лиски на 7 мм, виключили першопричини виникнення тріщини, тобто, змяття та знос лисок.

Ключові слова: пружна муфта, динамічний момент, хрестовина, колінчастий вал, втомлена тріщина.

Оробинский А.В., Аксёнова Н.А. «Повышение долговечности крестовины упругой муфты коленчатого вала»

В статье представлены результаты экспериментального исследования напряженного состояния тела крестовины упругой муфты коленчатого вала транспортного дизеля, установлены причины нарушения номинальной работы механического соединения, даны соответствующие рекомендации.

Эксплуатационные испытания дизеля обнаружили недостаточную надежность упругой муфты. В теле крестовины на поверхности гнезда под упругие элементы, расположенного над лисками, была обнаружена усталостная. Напряженное состояние крестовины обусловлено ее напресовкою на хвостовик коленчатого вала и передачей через муфту крутящего динамического момента.

В работе определены и проанализированы напряжения от напресовки и от нагрузки крутящим моментом. Установлено, что максимальные напряжения от напресовки появляются вдоль нагруженной поверхности в зоне появления трещины, однако их величина 260 МПа значительно меньше максимальной временной выносливости 1100 МПа материала крестовины (сталь 18Х2Н4МА). Таким образом, напресовка крестовины на хвостовик коленчатого вала не приводит к появлению трещины. Крутящий момент на коленчатых валах появлялся при нагнетании в цилиндр под большим давлением масла. Давлению масла 15 МПа соответствует крутящий момент 100 кНм. Анализ результатов позволяют отметить, что напряжения по наружной поверхности крестовины достигают своего максимума в зоне появления трещины, которая

соответствует нагруженному краю лыски. Избыточный момент, равный разнице крутящего момента и момента трения покоя, начинает восприниматься только лысками, в результате чего напряжения в зоне появления трещины резко возрастают. В результате, в соединении появляется повышенный уровень относительной подвижности сопрягающихся поверхностей и растет динамическая нагрузка лысок, что и приводит к появлению трещины. Обосновано, что разница в значениях напряжений в диаметрально противоположных зонах тела крестовины, является следствием неравномерного проскальзывания цилиндрических поверхностей. Проанализированы различные варианты нагрузки муфты и разработаны рекомендации по возможному изменению конструкции узла. Увеличение габаритов крестовины в направлении продольной оси на 10 мм (ширина) и длины каждой лыски на 7 мм, исключили первопричины возникновения трещины, то есть, смятие и износ лысок.

Ключевые слова: упругая муфта, динамический момент, крестовина, коленчатый вал, усталостная трещина.

Orobinsky A.V., Aksenova N.A. «Increasing endurance of the cross-piece for elastic coupling of crankshaft»

The article presents the results of an experimental study of the stress state of the body of the crosspiece of an elastic coupling of a crankshaft of a transport diesel engine, establishes the reasons for the violation of the nominal operation of the mechanical connection, gives appropriate recommendations.

Operational tests of the diesel engine revealed insufficient reliability of the elastic coupling. Fatigue was detected in the body of the cross on the surface of the nest for elastic elements located above the scaffolds. The stress state of the cross is due to its pressing on the shank of the crankshaft and transmission through the clutch of dynamic moment.

In the work, the stress from pressing in and from the load by torque is determined and analyzed. It was established that the maximum stresses from pressing appear along the loaded surface in the zone of crack appearance, however, their value of 260 MPa is much less than the maximum temporary endurance of 1100 MPa of the material of the cross (18KH2N4MA steel). Thus, pressing the crosspiece onto the shank of the crankshaft does not lead to a crack. Moment on the crankshafts appeared during injection into the cylinder under high oil pressure. An oil pressure of 15 MPa corresponds to a moment of 100 kNm. Analysis of the results allows us to note that the stresses on the outer surface of the crosspiece reach their maximum in the zone of crack appearance, which corresponds to the loaded edge of the flat. An excess moment equal to the difference between the moment and the moment of rest friction begins to be perceived only by flats, as a result of which the stresses in the crack appearance zone increase sharply.

Various options for the coupling load are analyzed and recommendations are developed for a possible change in the design of the assembly. An increase in the dimensions of the cross in the direction of the longitudinal axis by 10 mm (width) and the length of each flat by 7 mm, eliminated the root causes of the crack, that is, wrinkling and wear are flatter

Keywords: elastic coupling, dynamic moment, cross-piece, crankshaft, fatigue crack.

Актуальність проблеми

В транспортному двигуні з опозитними поршнями продувочний та вихлопий колінчастий вали з'єднуються передачею, яка складається з п'ятох шестерней і пружної муфти [1, 2]. Остання, напресовується на лиски хвостовика продувочного валу. Тривалі експлуатаційні випробування дизеля виявили недостатню надійність пружної муфти колінчастого валу, з метою пошуку можливостей підвищення її надійності та довговічності виконується дана робота.

Аналіз останніх досліджень

Властивість двигуна зберігати роботопридатність до настання граничного стану з необхідними перервами для технічного обслуговування й поточних ремонтів, тобто його довговічність [3], під час експлуатаційних випробувань дизеля показала нестабільні результати в роботі пружної муфти. Граничний стан двигуна визначається неможливістю його подальшої експлуатації або недопустимим зменшенням параметричної надійності чи

вимогами безпеки, що може бути обумовлено наявністю виникаючих дефектів, наприклад тріщин. Вважаючи поняття довговічності однією з характеристик надійності двигуна, яке часто використовується як самостійний показник якості деталей чи вузлів, велика увага приділяється експериментам пов'язаним з виявленням основних причин відмов вузлів механізму [2, 3].

Огляд літературних джерел [4, 5] дозволяє систематизувати методики проведення випробувань на довговічність та втомлену міцність поршневої групи транспортного дизеля. Аналіз результатів джерел [6 - 9] зосереджує увагу на тому факті, що напружений стан хрестовини може бути обумовлений її напресовкою на хвостовик колінчастого валу та передачею через муфту крутного моменту. Дані висновки і обумовили зацікавленість в подальших випробуваннях.

Формулювання мети дослідження

Метою досліджень, наведених в роботі є експериментальні вивчення напруженого стану тіла хрестовини, встановлення механізму порушення номінальної роботи лисочного з'єднання та надання відповідних практичних рекомендацій.

Методичний підхід в проведенні досліджень

Експлуатаційні випробування дизеля виявили недостатню надійність пружної муфти. В тілі хрестовини на поверхні гнізда під пружні елементи, розташованого над лисками, була виявлена втомлена тріщина (рис.1).

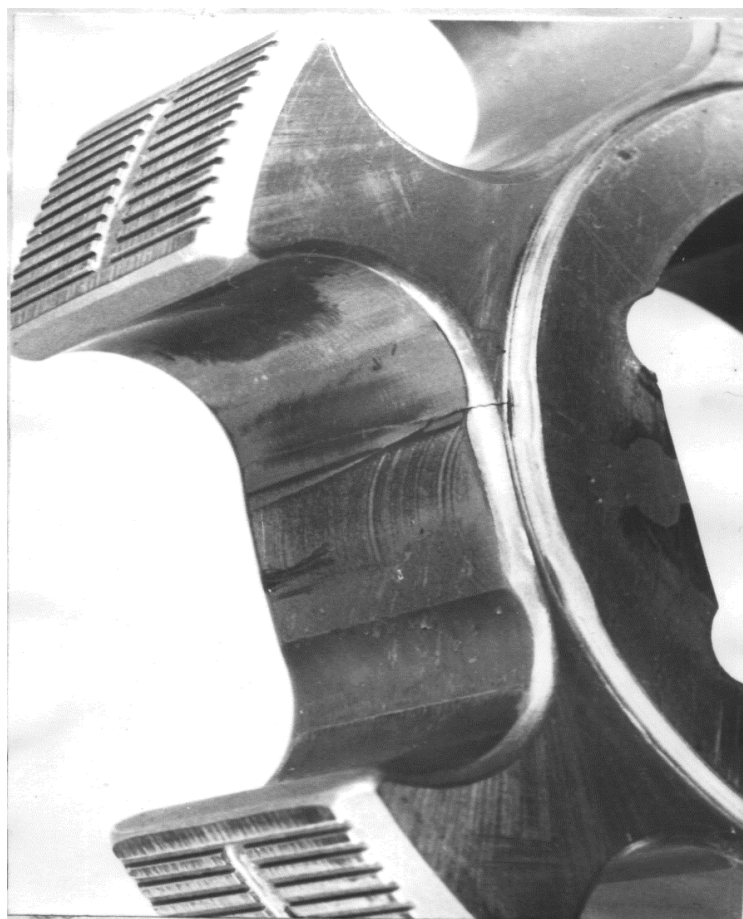


Рис.1. Порушення хрестовини пружної муфти.

Напружений стан хрестовини обумовлено її напресовкою на хвостовик колінчастого валу та передачею через муфту крутного динамічного моменту.

1. Визначення напружень від напресовки.

Величина робочого натягу при напресовуванні хрестовини на хвостовик колінчастого валу складає 0,08 - 0,14 мм. Монтаж передбачає підігрів хрестовини до температури 200°...220°C, що ускладнює зберігання працездатності передчасно наклеїних тензорезисторів КФ4-5-100. Тому, вимірювання напружень у хрестовині від напресовки проводилося зворотним методом, тобто, на смонтовану з колінчастим валом хрестовину наклеювались тензорезистори, після чого влаштовувалась її зпресовка [3]. При такій послідовності випробувань, виміряні напруження виявляються протилежного знаку, але рівними за абсолютною величиною істиним напруженням у хрестовині від напресовки.

2. Визначення напружень від навантаження крутним моментом.

Крутний момент від продувочного колінчастого валу на хрестовину передається через лисочне з'єднання. Відомо, що для неколових з'єднань характерна присутність зон концентрації реактивних зусиль на опорних поверхнях. У випадку лисочного з'єднання такими зонами є границі лисок. Треба відмітити, що зона виникнення тріщини по зовнішній поверхні хрестовини відповідає границі лиски.

Дослідження напружень в хрестовині від дії крутного моменту відбувалось таким чином. Передача з пружною муфтою була зібрана в штатному варіанті. Колінчасті вали встановлювались під кутом 74° від ВМТ 6-го циліндру, щоб створити на валах моменти різних знаків і самозрівноважити систему.

Результати досліджень

Враховуючи двоетапний підхід до методики роботи та відповідних розрахунків, отримані результати зручно надавати за тими ж етапами.

1. Визначення напружень від напресовки.

Натяг у з'єднанні хрестовини з колінвалом по лисках об означимо як δ_1 , а по циліндричній поверхні (по діаметру 75 мм) як δ_2 .

Під час випробувань величини натягів склали $\delta_1 = 0,097$ мм та $\delta_2 = 0,11$ мм. Тензорезистори розміщувались на наружній поверхні хрестовини (за діаметром 107 мм). Отримані у напрямку продольної осі розподілення напружень надано на рисунку 2.

Найбільші та найменші напруження на наружній поверхні хрестовини від напресовки склали $\sigma_{\max} = 260$ МПа та $\sigma_{\min} = 60$ МПа. Причиною підвищеного рівня напружень в перерізі I порівняльно з перерізом III є нерівномірне розподілення натягу δ_1 на кожну з лисок внаслідок неспівпадання геометричних центрів з'єднаних деталей. Про це свідчить ще й більш висока навантаженість перерізу II порівняльно з IV.

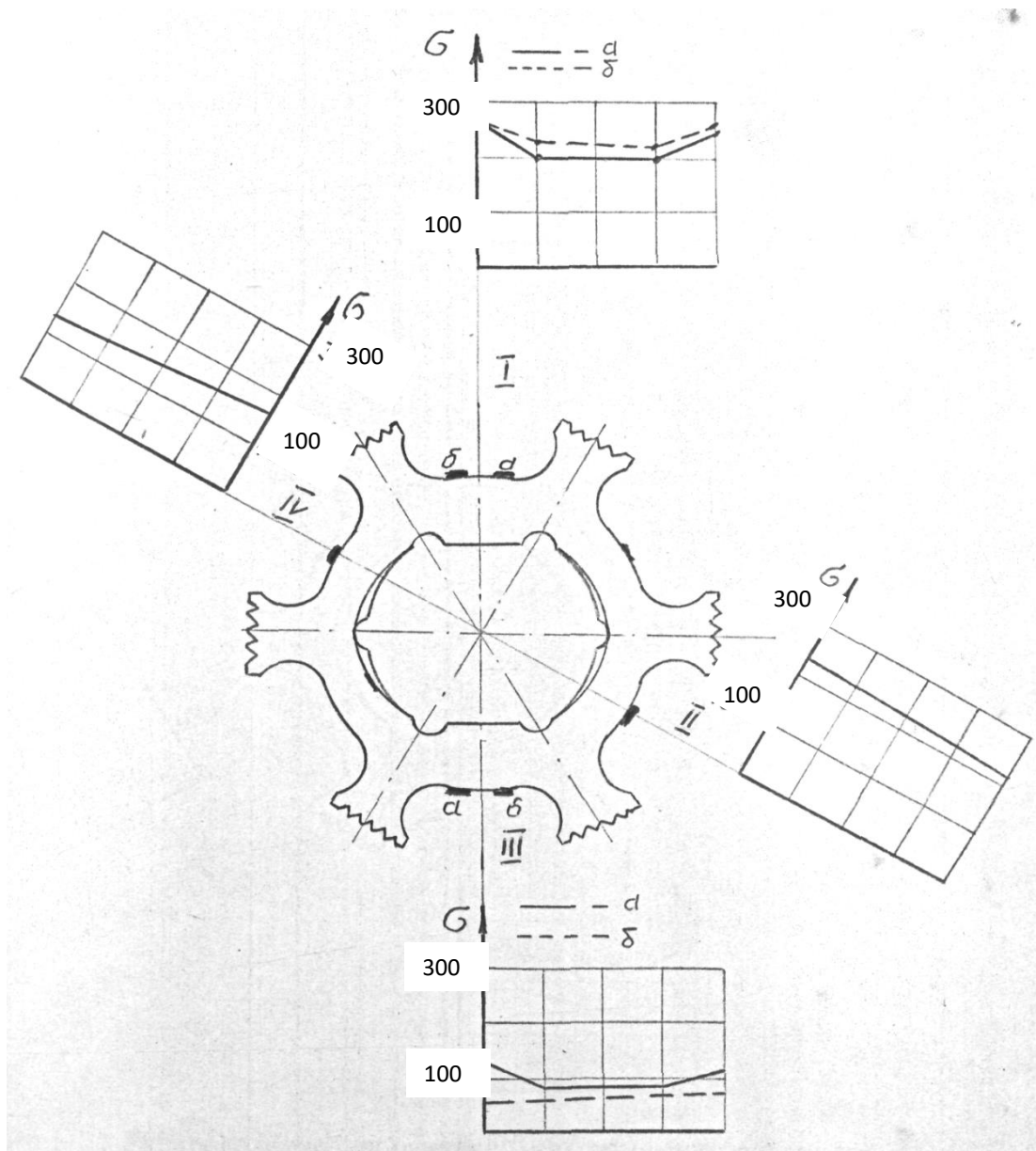


Рис.2. Розподілення напружень (МПа) на поверхні хрестовини в напрямку продольної осі від напресовки на колінвал ($\delta_1 = 0,097$ мм і $\delta_2 = 0,11$ мм).

Максимальні напруження від напресовки з'являються вздовж навантаженої поверхні виникнення в зоні появи тріщини, однак їх величина 260 МПа значно менша за границю тимчасової витривалості $\sigma_B \geq 1100$ МПа матеріалу хрестовини (сталь 18Х2Н4МА). Таким чином, напресовка хрестовини на хвостовик колінчастого валу не приводить до появи тріщини.

2. Визначення напружень від навантаження крутним моментом.

Крутний момент (M_K) на колінчастих валах з'являвся при нагніченні у 6-й циліндр під тиском мастила. Тиску мастила $P = 15$ МПа відповідає крутний момент $M_K = 100$ кНм. Залежність змінення напружень в зоні появи тріщини від величини моменту M_K представлена на рисунку 3.

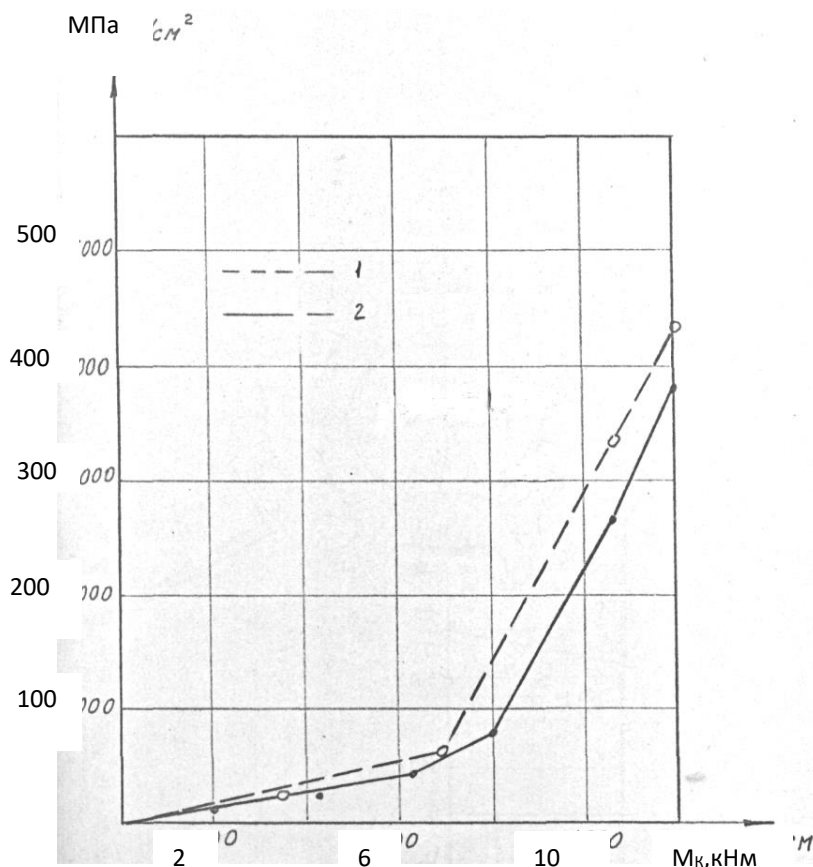


Рис.3. Величини напружень (МПа) в зоні тріщини в залежності від крутного моменту на колінчастому валі.

Розподілення напружень в характерних зонах зовнішньої поверхні хрестовини (за діаметром 107 мм), яке виникає при $M_k = 10$ кНм, наведено на рисунку 4.

Аналізи результатів дозволяють відмітити, що напруження по зовнішній поверхні хрестовини досягають свого максимуму в зоні появи тріщини, яка відповідає навантаженому краю лиски. Величина цього максимуму знаходиться в суттєво нелінійній залежності від величини прикладеного моменту M_k . Таким чином, до величини $M_k = 8$ кНм напруження не перебільшують значення 85 МПа. Зростання моменту M_k викликає різке збільшення напружень та $M_k = 12$ кНм їх максимум складає 420 МПа. Це пояснюється тим, що на початку момент від колінвалу зрівноважується моментом тертя спокою M_T , який виникає на циліндричній поверхні з'єднання (за діаметром 75 мм). Перебільшення моментом M_k максимально можливої величини моменту тертя спокою M_T (8 кНм) викликає відносне зміщення за діаметром 75 мм поверхонь хрестовини та колін валу, що сопрягаються. Надлишковий момент ΔM , що дорівнює різниці моменту M_k та моменту тертя M_T , починає сприйматися тільки лисками, в наслідок чого напруження в зоні появи тріщини різко зростають.

Концентрація реактивного зусилля від моменту ΔM одночасно проявляється на одному з країв кожної лиски, а внаслідок цього, і в зоні підвищеної навантаженості на зовнішній поверхні по діаметру 107 мм. Різниця у значеннях напружень ϵ (зони А і \bar{A} , див. рис.4) результатом нерівномірного проковзання сопрягаємих циліндричних поверхонь одної відносно іншої.

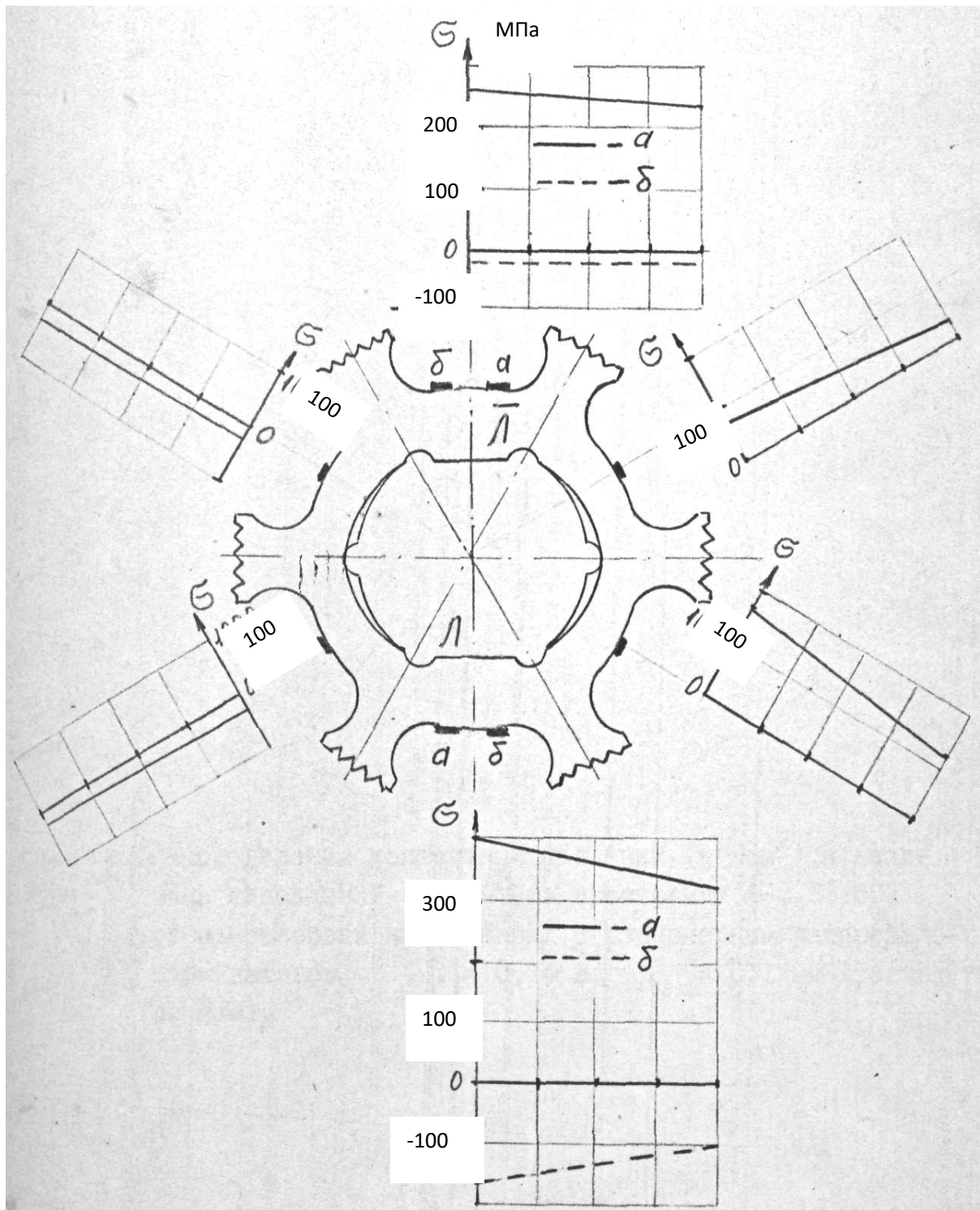


Рис.4. Розподілення напружень (МПа) на поверхні хрестовини в напрямку продольної осі при $M_k=10$ кНм.

Важливо, що крутний динамічний момент M_k на експлуатаційних режимах двигуна складає 6-7,5 кНм, а значення 12 кНм досягаються лише на короткочасних пускових режимах. Тобто, напруження, що виникають при цьому (420 МПа) не можуть привести до стомленої тріщини в хрестовині (450 МПа). Таким чином, розвиток руйнування хрестовини виникає в наступній послідовності. Спочатку, значні короткочасні динамічні навантаження (12 кНм) призводять до змяття границь лисок і до інтенсивного їх зносу. Внаслідок цього, у сполученні з'являється підвищений рівень відносної рухомості сопрягаємих поверхонь (M_t

зменшується), зростає динамічне навантаження лисок (зростає), що і приводить до появи тріщини.

Збільшення габаритів хрестовини в напрямку продольної осі на 10 мм (ширина) та довжини кожної лиски на 7 мм, виключили першопричини виникнення тріщини, тобто, змяття та знос лисок.

Практичні рекомендації

Встановлений механізм руйнування хрестовини. Значні короточасні динамічні навантаження, що призводять до змяття границь лисок і до інтенсивного їх зносу та надають підвищений рівень відносної рухомості взаємодіючих поверхонь. Надалі зростає динамічне навантаження лисок, що і є причиною появи тріщини. Виявлено, що збільшення габаритів хрестовини, дає можливість уникнення руйнування.

Висновки

1. З метою підвищення втомленої витривалості хрестовини пружної муфти колінчастого валу проведені експериментальні дослідження її напружено-деформованого стану.

2. Результати тензометрування дозволили стверджувати, що напесовка хрестовини на хвостовик колінчастого валу не приводить до появи тріщини.

3. Виявлені залежності змінення напружень в зоні появи тріщини від величини крутного динамічного моменту.

4. Обґрунтовано, що різниця у значеннях напружень в діаметрально протилежних зонах тіла хрестовини є наслідком нерівномірного проковзання циліндричних поверхонь, що спрягаються.

5. Проаналізовані різні варіанти навантаження муфти та розроблені рекомендації по можливому зміненню конструкції вузла.

Список використаних джерел

1. Дяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згорання, *Підручник для студентів вищих навчальних закладів.* — За ред. А.П. Марченка. — Харків: НТУ ХПІ, 2008. — 488 с.

2. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин, *Підручник.* — Харків: Прапор, 2004. — 384 с.

3. Абрамчук Ф.І., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том.6. Надійність ДВЗ, *Харків: Видавн. центр НТУ ХПІ, 2004.* — 426 с.

4. Оробінський О.В., Аксьонова Н.А. Нові методики визначення довговічності голчатого підшипника поршневої голівки шатуна транспортного дизеля, *Збірник наукових праць. "Довговічність, надійність, працездатність деталей рухомого складу залізниць та спеціальної залізничної техніки"*, Випуск 79. УкрДАЗТ, Х. 2006, стр. 126 - 133.

5. Оробінський О.В., Аксьонова Н.А., Надтока О.В., Дунай Л.М., Расчетно - экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния крестовины упругой муфты коленчатого вала, *Материалы IV Международной научно – практической конференции „Актуальные проблемы современных наук- 2008”, том 18 Технические науки, - Днепродзержинск (Прага): Наука і освіта, 2008, с. 33 - 37.*

6. Оробінський О.В., Аксьонова Н.А. Випробування на втомленість втулки голчатого підшипника поршневої голівки шатуна. *Збірник наукових праць УкрДАЗТ, 2013, вип. 136., с. 316-316.*

7. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин / Г.Б.Иосилевич // М.: Машиностроение, 1981.- С. 224.
8. S. Griza , F. Bertoni, G. Zanon, A. Reguly, T.R. Strohaecker Fatigue in engine connecting rod bolt due to forming laps, *Engineering Failure Analysis*, 2009, v. 16, pp. 1542–1548.
9. P. Kakade, Manish D. Pasarkar Analyzing and Identifying Various Approaches for Crankshaft Failures, *Journal of Multidisciplinary Engineering Science and Technology (JMEST)*, 2015, Vol. 2 Issue 2, pp. 76 – 92.

References

1. Dyachenko V.H. Dvyhuny vnutrishn'oho z'horyannya, Pidruchnyk dlya studentiv vyshchyykh navchal'nykh zakladiv. — Za red. A.P. Marchenka. — Kharkiv: NTU KHPI, 2008. — pp. 488.
2. Marchenko A.P., Ryazantsev M.K., Shekhovtsov A.F. Dvyhuny vnutrishn'oho z'horyannya: Seriya pidruchnykiv u 6 tomakh. Tom 1. Rozrobka konstruktsiy forsovanykh dvyhuniv nazemnykh transportnykh mashyn, Pidruchnyk. — Kharkiv: Prapor, 2004. — pp. 384.
3. Abramchuk F.I., Ryazantsev M.K., Shekhovtsov A.F. Dvyhuny vnutrishn'oho z'horannya: Seriya pidruchnykiv u 6 tomakh. Tom.6. Nadiynist' DVZ, Kharkiv: Vydavn. tsentr NTU XIII, 2004. — pp. 426.
4. Orobins'kyy O.V., Aks'onova N.A. Novi metodyky vyznachennya dovhovichnosti holchatoho pidshypnyka porshnevoyi holivky shatuna transportnoho dyzelya, Zbirnyk naukovykh prats'. "Dovhovichnist', nadiynist', pratsezdattist' detaley rukhomoho skladu zaliznyts' ta spetsial'noyi zaliznychnoyi tekhniki", Vypusk 79. UkrDAZT, KH. 2006, pp. 126 - 133.
5. Orobíns'kiy O.V., Aks'onova N.A., Nadtoka O.V., Dunay L.M., Raschetno - eksperimental'noye issledovaniye napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya krestoviny uprugoy mufty kolenchatogo vala, Materialy IV Mezhdunarodnoy nauchno – prakticheskoy konferentsii „Aktual'nyye problemy sovremennykh nauk- 2008”, tom 18 Tekhnicheskkiye nauki, - Dnepropetrovsk (Praga): Nauka í osvíta, 2008, pp. 33 - 37.
6. Orobins'kyy O.V., Aks'onova N.A. Vyprobuvannya na vtomlenist' vtulky holchatoho pidshypnyka porshnevoyi holivky shatuna. Zbirnyk naukovykh prats' UkrDAZT, 2013, v. 136., pp. 316-316.
7. Iosilevich G.B. Kontsentratsiya napryazheniy i deformatsiy v detalyakh mashin / G.B.Iosilevich // М.: Mashinostroyeniye, 1981.- p. 224.
8. S. Griza , F. Bertoni, G. Zanon, A. Reguly, T.R. Strohaecker Fatigue in engine connecting rod bolt due to forming laps, *Engineering Failure Analysis*, 2009, v. 16, pp. 1542–1548.
9. P. Kakade, Manish D. Pasarkar Analyzing and Identifying Various Approaches for Crankshaft Failures, *Journal of Multidisciplinary Engineering Science and Technology (JMEST)*, 2015, Vol. 2 Issue 2, pp. 76 – 92.