



---

# The History of Land Transport

---

Has been issued since 2015.  
E-ISSN 2413-760X  
2019. 5(1). Issued once a year

## EDITORIAL BOARD

**Terentev Aleksei** – Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russian Federation (Editor-in-Chief)

**Mamadaliyev Anvar** – International Network Center for Fundamental and Applied Research, Washington, USA

**Taran Konstantin** – International Network Center for Fundamental and Applied Research, Washington, USA

**Filkin Nikolay** – Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russian Federation

**Makarov Konstantin** – Sochi State University, Sochi, Russian Federation

**Sarfo Jacob** – KAD International, Effiduase-Koforidua, Eastern Region, Ghana

**Tsvetkov Viktor** – Research and Project Development Institute of Information Systems, Automation and Communication on Railway Transport, Moscow, Russian Federation

Journal is indexed by: **MIAR** (Spain), **OAJI** (USA)

All manuscripts are peer reviewed by experts in the respective field. Authors of the manuscripts bear responsibility for their content, credibility and reliability.

Editorial board doesn't expect the manuscripts' authors to always agree with its opinion.

Postal Address: 1367/4, Stara Vajnorska str., Bratislava – Nove Mesto, Slovak Republic, 831 04  
Release date 15.09.19.  
Format 21 × 29,7/4.

Website: <http://ejournal38.com/>  
E-mail: [aphr.sro@gmail.com](mailto:aphr.sro@gmail.com)  
Headset Georgia.

Founder and Editor: Academic Publishing House Researcher s.r.o. Order № HLT-5.

© The History of Land Transport, 2019

The History of Land Transport

2019

Is. **1**

C O N T E N T S

**Articles and Statements**

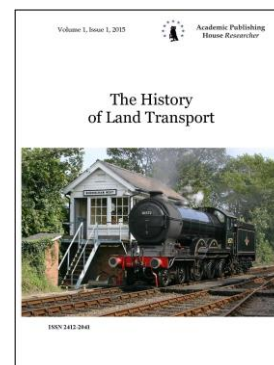
Rethinking Cultural Ecofeminism in the Commercial Transport and Storage System in Ghana: A Critique of “Women Moving the City” and “Women Moving Trucks” Projects N. Asiedu .....	3
Analysis of the Formulas for Calculating the Axial Load on the Head Balancer of the Rocking Machine, Created by Pump Rods Made of Fiberglass. Comparison of the Obtained Results with Steel Pump Rods A.A. Kozhevnikov .....	12
Lubrication System for In-line Engines with a Capacity of 1000 ... 1200 hp E.O. Vitsin, B.Ya. Bendersky .....	22
Improving the Engine Efficiency by Installing the Turbo Compound System E.V. Zhuravlev, A.N. Terentev .....	30

Copyright © 2019 by Academic Publishing House Researcher s.r.o.



Published in the Slovak Republic  
The History of Land Transport  
Has been issued since 2015.  
E-ISSN: 2413-760X  
2019, 5(1): 3-11

DOI: 10.13187/hlt.2019.1.3  
[www.ejournal38.com](http://www.ejournal38.com)



## Articles and Statements

### Rethinking Cultural Ecofeminism in the Commercial Transport and Storage System in Ghana: A Critique of “Women Moving the City” and “Women Moving Trucks” Projects

Nicholas Asiedu <sup>a, \*</sup>

<sup>a</sup> Universität Passau, Germany

#### Abstract

This paper analyzes the motivations behind two projects, “Women Moving the City” and “Women Moving Trucks” in the commercial transport industry of Ghana under the purview of the cultural ecofeminist. Evidently, the industry is mainly dominated by men however, the disproportionate representation of women, poor regulatory arrangements and questionable driving attitude of male drivers have led to high rates of accidents. The projects, which recruited and trained only females to drive buses and heavy-duty trucks in Accra and Takoradi underscored certain essential attributes that consider the female drivers over their male colleagues because of certain essential but intimate associations they possess. Accordingly, the goal of mainstreaming a proportionate representation of females in the commercial transport and logistics industries as well as encouraging male drivers to adopt a more ‘feminine’ driving style has been accorded with priority. The paper reviews that the ideology of essentializing women driving style over men can weaken the mainstreaming goal of the projects in the future. Relevance on raising awareness, building self-confidence and expanding choices, increasing people’s access to and control over resources in the commercial transport industry should be prioritized.

**Keywords:** commercial transport industry, ecofeminism, gender equality, gender mainstreaming, women moving the city, women moving trucks.

#### 1. Introduction

Our understanding of the African society, dominantly from the works of sociologists and ethnographers, has seen a far-reaching revision over the past few decades. Contrary to some changing facets of its social institutions, other sub-structural components have not still welcomed a close intertwining of the feminist reassessment of conventional knowledge (Bozzoli, 1983: 139). Denigrated social and cultural norms have assumed deep-rooted superficial roles and perceptions of women. Consequently, alienation and exploitation have become the concealed conventional system within the gendered fabric of the larger social structure. An aspect of the formidable challenge of gender ordering is identified in men’s “commodification” of women and resources and women’s acceptance of their “commoditized” status within the institutional settings. On this account, the struggle to deconstruct and reconstruct the hierarchical social relations and the trichotomy between gender, nature and the environment is to this point a challenging task

---

\* Corresponding author  
E-mail addresses: [asiedu02@gw.uni-passau.de](mailto:asiedu02@gw.uni-passau.de) (N. Asiedu)

(Gottschlich et al., 2017: xx) in Africa (Lemos, 2011: 204) and other parts of the Asia (Großmann et al., 2017: 12; Elmhirst et al., 2017: 8).

One aspect of the economic institution in the social structure, the commercial transport sector has not made significant strides in the call for gender mainstreaming in Africa (Duchène, 2011: 14; SATAWU, 2011). The industry drives on two significant dimensions, access and mobility (Gbadamosi, 2010: 1); and since the dimensions are considered as the preconditions for successful economic development, prioritizing gender-related considerations in this industry can be a significant way of improving development effectiveness, sustainability and reducing gender discrimination (CIDA, 1999: 7, 10). Across the African region, women have made remarkable records in attaining legislative positions and also played a distinguished role in the economic sector development (AUC and UNOHCHR, 2017: 11, 40). On the contrary, women's involvement in the commercial transport industry is still lagging behind. Several attempts have been made to break the gender barriers bedeviling the industry yet the initiatives have not yielded substantial effect. In Congo-Kinshasa for instance, the state-owned bus company known as, City Train; trained and hired women as ticket inspectors and drivers. At the end of the training, only one woman successfully qualified to drive with five others as ticket inspectors (Duchène, 2011: 14). In Mali, the National Employment Agency (ANPE) and the Regional Bank for Solidarity (BRS) initiated an Urban Taxi Project that aimed to help Twenty-seven (27) women to break through the glass ceiling of the male-dominated taxi industry. In spite of the aim of the project, it was marred by the failure of the Ministry for the Promotion of Women, Children and the Family to respond to sponsorship requests. In all, only two women had access to taxis from the project (ibid. p. 14, 15).

Ghana has also not been immune to the stagnated growth of gender mainstreaming in its commercial transport landscape. Apparently, it should not be a surprise for many Ghanaians to think that a baby carriage is female-associated whereas a bus or a heavy-duty truck is male-driven. The transport industry and specifically amongst the bus and heavy-duty companies is a one-dimensional, male-dominated industry (Moss et al., 2018: 2). Although there are constitutional provisions and laws that enshrine equality and rights for women, however, the gendered dimensions of economic disparity in the commercial transport sector remain vigorous. Statistically, nearly 8 % of men in Ghana work in the transport and storage sector with women representing only 0.3 % (Ladybird Logistics Limited, 2019). Considering the existing distribution of transports and fuel logistics companies, there is not a convincing resonation of seriousness to engender gender equality. The lack of commitment on the part of the individuals, government and companies could emerge as a result of the longstanding institutional settings and systems (norms, traditions, laws, etc.) that latently play crucial roles within the various institutions and our everyday practices (Techane, 2017: 334). In response to the irregularities, few companies are employing female drivers to be at the front-seat of driving in order to reduce the gender gap in Ghana. Two companies are but not limited to the Greater Accra Passenger Transport Executive (GAPTE) and the Ladybird Logistic Ghana Limited. The research focuses on the gender considerations of the two projects of the above-mentioned companies. The projects under review are new phenomena that have not received much attention within the academic and research domain of influence.

## 2. Theoretical Review: Ecofeminism

Theoretically, ecofeminism highlights the fundamental assumption of equality between genders through the revaluation of non-patriarchal structures and the comprehensive assessment of the world that recognizes organic processes (Miles, 2007: 504). The ecofeminist maintains that this institutionalized arrangement is the explicit occurrence of hierarchical structure that allocates power and dominance to men at the detriment of the women and nature. Thus, women and nature were repeatedly described as “chaotic, irrational, and in need of control”, whereas men were commonly considered “rational, ordered” and therefore endowed with the capacity to control and use women and nature for their own gain (ibid. p. 505). Since the domination over women and nature have concurrently occurred, women, therefore, have a specific stake in ending the dominance over both (Pande, 2003: 7). They are of the view that in order to deal with the long-standing construct, it is necessary to reverse the status ascription of both – women and nature (Bauhardt, 2013: 365). A subdomain of this movement, cultural ecofeminism, draws on the assumption that there is a close relationship between women and the environment and for that matter, their intimate associations allow them to be more sensitive to the sanctity and degradation

of the environment. Psychologically, women are endowed with greater emotional tendencies that have greater ties to nature than men who are seen as more rational and objective with a greater tendency for abstract thinking. It is important for society to place a keen interest in this sensitive aspect of the associations insofar as it presents a more direct connection of the physical world in which human beings and other creatures must live together.

### 3. Methods

The research conceptualizes a method of reasoning that is essentially deductive for the purpose of analyzing the two projects. The research aims to discuss the extent to which the fundamental conception of ecofeminism can be assimilated within the motivations of the “Women Moving the City” and “Women Moving Trucks” projects in Ghana. Consequently, the study gives a comprehensive understanding of the ideological pursuit from both projects that either show satisfactory implications or otherwise for future considerations and prospects. By using descriptive and explanatory approaches to collect and analyze data, the research mainly uses secondary literature but for the paucity of gender-related-transport studies in Ghana, other helpful non-academic sources relevant to the research were also considered. Online searches using keywords such as “ecofeminism, gender equality and mainstreaming, Women Moving the City, Women Moving Trucks, Commercial Transport Industry” etc. were conducted.

### 4. The Commercial Transport System in Ghana

The commercial transport landscape is strongly dominated by men, a service that is almost entirely and for many years provided by self-organized small scale para-transit private operators (Kwesi et al., 2018: 1). It serves about 95 % of the public transport needs, often through shared taxis and minibuses that are popularly known as “Troto” (Fouracre et al., 1994; IBIS, 2005). In the effort to improve public transport in Ghana, particularly in Accra and Kumasi (two of the major cities in Ghana), the Government of Ghana in collaboration with the French Development Agency, the Global Environment Facility and the World Bank initiated the Ghana Urban Transport Project (GUTP). The Project earmarked the implementation of a Bus Rapid Transit (BRT-Metro Mass Transport) system in 2005 (Okoye et al., 2010: 11). Despite the advent of GUPT and the influx of other private bus companies (VIP, Royal VVIP, DIPLOMAT, etc.), the industry is bedeviled with the disproportionate representation of women, poor regulatory arrangements and questionable driving attitude leading to high rates of accidents (Moss et al., 2018: 1). The facilitators and stakeholders, therefore, initiated the two projects as a response to curbing these irregularities.

#### Women Moving the City” and “Women Moving Trucks” Projects

The two cases are joint-projects sponsored by the Swedish manufacturer SCANIA Group with support from Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ), and some departments under the Ghana Government (the Driver Vehicle License Authority [DVLA], Ministry of Transport, and the Ghana Armed Forces). The projects although share similarities, they are operated by different companies. The “Women Moving the City” project is engaged by the Greater Accra Passenger Transport Executive (GAPTE), a public-private partnership bus company in Accra. Independent of the project the GAPTE also employs male drivers who in fact constitute a larger percentage of their driver population. On the other hand, the project “Women Moving Trucks”, is managed by Ladybird Logistics Ghana Limited, a private fuel logistics company in Takoradi of the Western region of Ghana. Ladybird Logistics company recruits only female truckers. The similarities between the projects are observed in their sponsorship agencies, all-female recruitment setting, gender mainstreaming and women empowerment agenda. They are different considering their location, cooperative arrangement, companies’ resources and vehicular operations.

In the bid to alleviate the gender bias, the stakeholders of both projects in 2017 launched a special cooperative project dubbed “Women Moving the City” to mobilize women who were interested to become professional bus drivers and were also prepared to join a 6-month mandatory, cost-free training course. The aim of the campaign was to boost the number of women drivers in the city’s public transport system. According to a documentary report published by SCANIA, between 2017 and 2019 alone, 52 women had received training to become bus drivers in the capital, Accra. In a statement by the Managing Director of SCANIA West Africa, Fredrik

Morsing, he said “SCANIA already has a big presence in Accra. The Bus Rapid Transit (BRT) system has been working for several years, and the city is ready to take on female drivers...We hope that this initiative will not only be an opportunity to start a new career but that it will also be a challenge to the existing drivers to improve their performance” (SCANIA Group, 2018). At the moment, apart from the Women Moving the City project known to mainstream gender in the Ghanaian commercial transport industry, the other two include Women Moving Trucks and Miss Taxi Ghana.

The Ladybird Logistics Ghana Limited is a newly established freight company that began operations in 2018. The company operates in Takoradi, a city in western Ghana and only employs female heavy-duty truck drivers. As part of its core mission, the company is bent on excellence and professionalism in the logistics industry with an emphasis on empowering women. For this reason, it is playing a key role in the project “Women Moving Trucks” and has 21 trained drivers and 12 trucks (CNN, 2019). The Chief Executive Officer (CEO), Ms. Payin Marfo, is a certified project management professional who had no experience in the trucking and logistics industry (Cox, 2019). With the vision to establish the first all-female fuel logistics company, Ms. Marfo scouted for female bus drivers in Accra, who had already been trained [through the Women Moving the City Project] but were ready to make a switch to drive trucks. According to Cox, Ms. Marfo is reported as saying “[t]he idea of driving trucks appealed to most of them and they were willing to make the Ladybird dream a reality...I knew next to nothing about trucks or the logistics industry...I [also] have a passion for empowering women. This opportunity appealed to me purely because the idea was radical and challenging.” The company and SCANIA with the assistance of other private and public entities, organizations and individuals including the Ghana Armed Forces Mechanical Transport Academy, the West Africa Training Academy and the Zen Petroleum team, trained the prospective drivers on the complex theoretical and practical facets of trucking and fuel haulage (Ladybird Logistics, 2019). Inclusive of the training were fuel truck driving and maintenance, physical training, safety driving and ethical standards inculcation (SCANIA Group, 2018). After the training, the female truckers’ main tasks were to transport and haul fuel to mining and construction companies. Truck driving and fuel haulage were characteristically a new experience for the company and the entire team.

## 5. Findings and Discussion

The rationale for the “Women Moving the City” project reveals a substantial connection with the fundamental conception of cultural ecofeminism. According to Moss, Powitz & Michaelsen (Moss et al., 2018: 3), two fundamental reasons for the project underpin the mainstreaming of women to drive commercial buses in Ghana. The first being that women are better drivers than men because of their less aggression behind the wheels. It is believed that women drive more carefully than men which virtually translate into less wear on the vehicles and better fuel efficiency. This implies that on average, the buses do not spend much time in the workshop as well as less maintenance and repair costs. On the other hand, they spend more time on the road transporting passengers as well as generating income and consuming less fuel. Secondly, women are better drivers than men because of their less susceptibility to accidents. A plethora of studies supports these findings (Evans, 1991; Lancaster, Ward, 2002; Waylen, McKenna, 2002; Abel-Aty, As-Saidi, 2000; McKenna et al., 1998). These studies predicate their findings on females’ minimal aggressive and protective nature often compared to males who drive faster, violate more traffic regulations (together with alcohol limits), more likely to have trivial regards for safety interventions (such as alcohol interlocks, safety belts), and the tendency to lose vehicle control. According to Shinar (Shinar, 2007: 349), “[g]ender is a great divide among drivers in their driving style, driving violations, and crash involvement... In general, men are more likely to exhibit overt aggressive behaviours than women... [and] this difference extends to the world of driving.” In addition to the reactionary differences, the project appreciates the effect of engaging female drivers to extend beyond fuel, life and spare-parts savings. It perceives that the female bus drivers would serve as role-models from whom their male colleagues can learn. This is possible because the fleet of buses is equipped with a modern GPS tracker device that would help retrieve extensive real-time data about individual driving profiles. Since data from the female drivers may reveal their minimal accident records, good buses condition as well as more profits; the male colleagues, in spite of their majority, will “adopt a more ‘feminine’ driving style with the effect of significant cost reduction”

(Moss et al., 2018: 3). The project, “Women Moving the City”, with these reasons would not only reduce the gender gaps but also deconstruct the gender associations in the commercial transport industry. The initiative could open a wider opportunity for women to participate and harness the large scale para-transit segment of the transport economy. At the moment, there is apparently a microscopic number of women who operate within the minivans sector popularly called *Trotro* (Sarfo, 2016), most of whom show up as ticket-attendants.

Ortner (Ortner, 1974: 77) maintains that women have a dominant endowment of emotional tendencies that allow them to have greater ties to nature. This association could also account for their minimal aggression during the driving process. It is therefore not surprising that the enormity of value that arises from women's empowerment in the commercial transport industry is huge. When they are involved in equal activities and opportunities with men, they save the environment, life and improve living conditions of others whereas the reverse, destruction and losses, are to some extent the case for male drivers. In the video documentary by SCANIA (2018), one of the trainees' mother, Ms. Rebecca Amandi is quoted as saying “anytime she [Charlotte, the bus driver] has money, she brings it home for us to help to feed her siblings. So she's really helping.” This strengthens the ideological assertion of women's close association to nature in the improvement of human lives and cares for the environment. In the same documentary, the Managing director of GAPTE, Mr. Samson Guyamera said that “[w]omen are much more careful drivers than men, and we want to introduce an element of competition in our driver corps. So with the women competing with the men in the arrangement, we aim to get the best out of our driver arrangements to bring out the quality in the public transport arrangements we have in Accra.”

The Ladybird Logistics Company and their employment of all-females are also redefining the road and the logistics industry. In the documentary, the CEO of Ladybird Logistics, Ms. Payin Marfo is also quoted as saying “Currently in Ghana, we've got a gap within the trucking industry. It's predominantly men – actually, it's a male-dominated industry. And we have a lot of females who are confident and who are good drivers but they don't consider trucking as a profession. And I believe that if we give them the opportunity, they will be very good truck drivers.” Through their operations, there has been a remarkable achievement of curtailing the problem of fuel theft in the industry. It reveals having had 75,000km of fuel transportation without Lost Time Injury (LTI) as well as zero rollovers and spill of products since its establishment (Ladybird Logistics, 2019). The activities of the company have also attracted the attention of international media. In 2019, CNN Africa and AFP News contacted the company because of the positive report the agency received (CNN, 2019). It is reported that the carrier had extremely reduced the amount of fuel theft in Ghana that estimates about half a million dollars (US \$ 500,000) of losses a year. This endemic problem has necessitated a solution-based approach but after fuel transport and haulage consignments were allocated to the Ladybird Company, the problem has been solved. Ms. Marfo thinks that the absence of fuel theft is because [t]he female drivers are more cautious and that it could also be an intrinsic qualities females possess over males. She argues that “maybe it is a female thing because we are always thinking about the children we have at home and making sure that you don't want to take certain risks” (AFP, 2019), reiterating the fundamental groundings of cultural ecofeminism in her submission. The CEO of Zen Petroleum, Mr. Tewiah also stated that “[i]t's still early days but the results have been absolutely amazing and very humbling...losses are non-existent” confirming the positive impact the female truckers have had on the entire fuel industry. An important pointer to this accomplishment could be the outgrowth of the training quality and work ethics inculcated to the ladies. According to Ms. Marfo “what we've managed to instill in the ladies that we've employed through the training process are three values: one of professionalism, integrity, and the last is teamwork. Whatever you do impact everybody within the team” (CNN, 2019). The central awareness is that once females stand on equal grounds with males, they have the capacity to do and even more what may have been socially constructed as incapable or forbidden for women. Since society has positioned women and natural resources at the vulnerable side of the socio-cultural systems, they suffer the most when the environment is degraded. Conversely, if women are empowered through skill development and society does not alienate them from certain occupations that are ascribed as only male-bound, then the effect will not only change the long-held structurally arranged norms but will also improve the living conditions and status of women in Ghana.

In spite of the fact that women have some natural tendencies, the absurdities in priority are observed in the romanticization of female drivers in the industry and a pessimistic characterization of male colleagues. The ideology of essentializing “feminine driving style” in the male-dominated industry whereas associating aggressive driving with masculinity is problematic. First and foremost, such philosophy does not address the complexities of inequality and power asymmetry in gender but an ideology that can potentially develop a “wicked problem”; that is, an effort to solve one aspect of a problem may expose or create other problems (Ritchey, 2013: 2). Particularly, the objectives of the “Women Moving the City” project can weaken the mainstreaming goal due to its defence for women empowerment and discredit of the male drivers in the process. Female drivers would eventually become more powerful because of the sense that their male colleagues are incompetent and reckless. Going forward, the phenomenon of gender bias will not be solved but rather reverse the power imbalance of the relationship between men and women in the industry. Additionally, the veneration of women as less aggressive behind the wheels exposes the problematic nature of the female social upbringing in such a masculine society. This contention is raised because the socialization process of women within the Ghanaian and to a large extent, the African context is such that young women suffer the culture of oppression, inferior sense of self to young men with attendant marginalization and abuse (Alabi et al., 2014: 397; Ebeli, 2016: 21). That is to say, the early processes of education and nurturing of young girls prevent them from speaking out when they want to, have no decision making power, be polite and obedient to young men and parents, all of which inflict strong attitudes of timidity, fear and less aggression. In such a case, the glorified attributes of women having to be less aggressive drivers are actually socialized traits of oppression of women. On the other hand, the same processes also nurture men to be aggressive due to the high sense of self-esteem “the can-do attitude” that manifests in driving. In such a masculine society, men tend to show their bossy and domineering tendencies by driving faster, reckless and disregard for safety interventions. Consequently, the magnificent essentialism of women driving manners and the aspersions of their male colleagues are the products of the detrimental traits of culture that reappear inversely in driving. Thirdly, promoting gender equality should not be classified as a competition between males and females professional bus drivers. To cause certain structural changes, creating a competitive stage that seeks to circumvent other dominant groups has the potential of engendering acrimonious attitudes that in turn could stimulate conflict among groups or sexes. Relevance should be placed on harnessing individual and collective strengths to work towards mutual goals without alienation or domination. To achieve the best driver resource and gender equality, raising awareness, building self-confidence and expanding choices, increasing people’s access to and control over resources (OSAGI, 2001: 2) should instead be prioritized.

Likewise, the stakeholders of the “Women Moving Trucks” project maintain that the problem of fuel theft is non-existent because of the company’s use of all females to despatch and haul fuel to mining and construction industries in Ghana. Although, through the intervention of this project, the Ghanaian fuel logistics industry and the entire society can now embrace the idea that driving heavy-duty trucks is not only bound to men, however, the prioritization of women as the symbol of positivity for the industry does not provide a definite resolution to the disproportionate representation of women in the industry and their conclusion suffers two censures. Similar to the case of the “Women Moving the City” project, this project portrays a circumventive discourse of discrediting male truckers in the fuel logistics industry. Since it is a male-dominated industry, the existence of thievery does not suggest that male drivers are the problem and female drivers are the solution. A scientific justification is required to substantiate such claims and since these justifications are non-existent, it is evidently prejudicial to ascribe high integrity to one sex and corruption to the other. Following from the previous point, the correlation between women’s attributive features (caring, cautious and protective) as suggested by the project CEO and the absence of fuel theft is not satisfactorily established. This causal fallacy, non-causa pro causa, “not the-cause for a cause”, indicates the causal establishment as one without enough evidence. More empirical cases and research need to be conducted to ascertain the certainty and level of correlation.

An argument can be advanced against this essentialization assertion in the sense that in a situation whereby male heavy-duty truckers are trained in similar ethical standards, theoretical and practical training equally as their female counterparts, similar results could be achieved.



In Ghana a high number of truck drivers acquire their skills through informal training, the “driver and mate (trainee) system” where the trainee acquire their skills on the job without going through complex educational and formal training system. Overgeneralisation and stereotypes in gender in the bid to achieve parity actually weakens the goals of the initiatives within the commercial transport industry in Ghana. The projects should aim at focusing on strategies that will make women and men benefit equally without exaggerating or demeaning the other. Since women are disproportionately represented in the industry, improving the conditions of the minority who are already in the industry can attract others who do not see the opportunity of making a career out of trucking.

## 6. Conclusion

The study established the explanatory discourse and review between the theoretical assumptions of ecofeminism and the gender mainstreaming projects in the Ghanaian commercial transport and logistics industry. Acknowledging the male-dominance of the industry, the two projects aimed to alleviate the disproportionate representation of women and fuel theft in the transport and storage industry. Using a deductive method of reasoning, the study described and explained the objectives and activities of the projects from the cultural ecofeminist perspective and a thorough critique of the projects.

The global distribution of females’ representation in the bus and the heavy-duty trucking industry is comparatively low to males. The masculinity within the industry stands out as the product of the institutionalized socio-cultural norms that alienate women from becoming professional bus and truck drivers. Mainstreaming gender equality is, therefore, the answer to the disparities in the Ghanaian transport industry. With the “Women Moving the City” project, the enormity of the impact has been estimated to be huge from fuel and life to spare-parts savings. Also, the female truckers in the “Women Moving Trucks” project have eliminated the problem of fuel theft in the logistics industry. However, the essentialism of “feminine driving style” and denigration of males’ drivers as aggressive suffers the problems of generalization, illogicality and reverse asymmetries of power within gender. Instead, priority should be accorded to the utilization of individual and collective strengths without any form of alienation or denigration. Much awareness about gender equality within the industry need to be raised, building self-confidence and expanding choices, increasing people’s access to and control over resources. Through this, we can work towards mutual goals of gender equality.

## References

- Abdel-Aty, Abdelwahab, 2000** – *Abdel-Aty, M.A., Abdelwahab, H.T.* (2000). Exploring the relationship between alcohol and the driver characteristics in motor vehicle accidents. *Accident Analysis and Prevention*, 32(4): 473–482. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0001-4575\(99\)00062-7](https://doi.org/10.1016/S0001-4575(99)00062-7)
- AFP News, 2019** – AFP News (2019). Lady lorry drivers change gears in Ghana. Paris: AFP News Agency. Retrieved from <https://www.youtube.com/watch?v=xfE06SHL6sg&feature=youtu.be>
- Alabi et al., 2014** – *Alabi, T., Bahah, M., Alabi S.O.* (2014). The Girl-Child: A Sociological View on the Problems of Girl-Child Education in Nigeria. *European Scientific Journal*, 10(2): 393-409. Retrieved from <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.925.3140&rep=rep1&type=pdf>
- AUC/UNOHCHR, 2017** – AUC/UNOHCHR (2017). Women’s Rights in Africa. Geneva/Addis Ababa. Retrieved from African Union Commission and United Nations Office of the High Commissioner for Human Rights website: [https://reliefweb.int/sites/reliefweb.int/files/resources/WomensRightsinAfrica\\_singlepages.pdf](https://reliefweb.int/sites/reliefweb.int/files/resources/WomensRightsinAfrica_singlepages.pdf)
- Bauhardt, 2013** – *Bauhardt, C.* (2013). Rethinking gender and nature from a material(ist) perspective: Feminist economics, queer ecologies and resource politics. *European Journal of Women's Studies*, 20(4): 361-375. DOI: <https://doi.org/10.1177/1350506812471027>
- Bozzoli, 1983** – *Bozzoli, B.* (1983). Marxism, feminism and South African studies. *Journal of Southern African Studies*, 9(2): 139-171. DOI: <https://doi.org/10.1080/03057078308708055>
- CIDA, 1999** – Canadian International Development Agency (1999). CIDA's policy on gender equality. Ottawa: Minister of Public Works and Gov. Services Canada.
- CNN Africa, 2019** – CNN Africa (2019). There are many ways to steal fuel during the delivery. Solution? Female drivers! [CNN Website & Facebook]. United States: CNN.

**Cox, 2019** – Cox, D. (2019). Payin Marfo of Ghana jumped at the chance to help form an all-female team of oil haulers. United States: The Nation. Retrieved from <https://www.thetrucker.com/payin-marfo-of-ghana-jumped-at-the-chance-to-help-form-an-all-female-team-of-oil-haulers/>

**Duchène, 2011** – Duchène, C. (2011). Gender and Transport: Discussion Paper No. 2011-11 (No. 11). France. Retrieved from International Transport Forum website: <https://www.itf-oecd.org/sites/default/files/docs/dp201111.pdf>

**Ebeli, 2016** – Ebeli, A.E. (2016). Girl child education and enrollment drive: The role of traditional music and dance. *Journal of Music and Dance*, 6(3): 20-26. Retrieved from <https://academicjournals.org/journal/JMD/article-full-text-pdf/9BFA36261232>

**Elmhirst et al., 2017** – Elmhirst, R., Siscawati, M., Basnett, B. S., Ekowati, D. (2017). Gender and generation in engagements with oil palm in East Kalimantan, Indonesia: insights from feminist political ecology. *The Journal of Peasant Studies*, 44(6): 1135-1157. DOI: <https://doi.org/10.1080/03066150.2017.1337002>

**Evans, 1991** – Evans, L. (1991). Traffic Safety and the driver. New York: Van Nostrand Reinhold.

**Fouracre et al., 1994** – Fouracre, P.R., Kwakye, E.A., Okyere, J. N., Silcock, D.T. (1994). Public Transport In Ghanaian Cities: A Case of Union Power. *Transport Reviews*, 14(1): 45-61. Retrieved from <https://www.tandfonline.com/doi/pdf/10.1080/01441649408716865>

**Gbadamosi, 2010** – Gbadamosi, K.T. (2010). An Evaluation of the Impact of Bus Rapid Transit in Urban Intracity Passenger movement in Lagos State. World Conference on Transport Research 2010, Lisbon.

**Gottschlich et al., 2017** – Gottschlich, D., Mölders, T., Padmanbhan, M. (2017). Introduction to the symposium on feminist perspectives on human–nature relations. *Agriculture and Human Values*, 34(4): 933-940. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10460-016-9762-8>

**Großmann et al., 2017** – Großmann, K., Padmanabhan, M., Braun, K. von (2017). Contested Development in Indonesia: Rethinking Ethnicity and Gender in Mining. *Austrian Journal of South-East Asian Studies*, 10(1): 11-28. DOI: <https://doi.org/10.14764/10.ASEAS-2017.1-2>

**IBIS Transport Consultants Ltd, 2005** – IBIS Transport Consultants Ltd (2005). *Study of Urban Public Transport Condition in Accra, Ghana*. Accra, Ghana. Retrieved from IBIS Transport Consultants Limited website: [https://ppiiaf.org/sites/ppiiaf.org/files/documents/toolkits/UrbanBusToolkit/assets/CaseStudies/summy/sum\\_accra.html](https://ppiiaf.org/sites/ppiiaf.org/files/documents/toolkits/UrbanBusToolkit/assets/CaseStudies/summy/sum_accra.html)

**Kwesi et al., 2018** – Kwesi, A., Ljungberg, J., Morsing, M. (2018). Women Move the City: Driving Change in Ghana's Public Transport System. Accra, Ghana. Retrieved from Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GnbH website: [https://genderstrategy.giz.de/?wpfb\\_dl=1090](https://genderstrategy.giz.de/?wpfb_dl=1090)

**Ladybird Logistics Limited, 2019** – Ladybird Logistics Limited (2019). Female lorry drivers change gears in Ghana. Retrieved from <https://www.ladybirdlogistics.com/2019/05/01/female-lorry-drivers-change-gears-in-ghana/>

**Lancaster, Ward, 2002** – Lancaster, R., Ward, R. (2002). The contribution of individual factors to driving behaviour: Implications for managing work-related road safety. Sudbury, Suffolk: Health and Safety Executive (HSE).

**Lemos, 2011** – Lemos, L. (2011). Crossing Borders, (Re)shaping Gender. Music and Gender in a Globalised World. *E-Cadernos CES*, 14: 200-210. DOI: <https://doi.org/10.4000/eces.931>

**McKenna et al., 1998** – McKenna, F.P., Waylen, A. E., Burkes, M.E. (1998). Male and Female Drivers: How Different Are They? Basingstoke-Hampshire, United Kingdom. Retrieved from AA Foundation for Road Safety website: <https://trid.trb.org/view.aspx?id=496586>

**Miles, 2007** – Miles, K. (2007). Ecofeminism. *Encyclopedia of Activism and Social Justice*, 2: 504-521.

**Moss et al., 2018** – Moss, J., Powitz, Annika, Michealsen, Hartwig (2018). Women Moving the City. Ghana. Retrieved from [develoPPP.de/GIZ/Ghana](https://develoPPP.de/GIZ/Ghana) website: [https://genderstrategy.giz.de/?wpfb\\_dl=995](https://genderstrategy.giz.de/?wpfb_dl=995)

**Okoye et al., 2010** – Okoye, V., Sands, J., Debrah, C.A. (2010). The Accra Pilot Bus-Rapid Transit Project: Transport-Land Use Research Study: Millennium Cities Initiative and Accra Metropolitan Assembly. The Earth Institute at Columbia University, New York, 1–69. Retrieved from <http://mci.ei.columbia.edu/files/2013/03/Transport-Land-Use-Research-Study.pdf>

**Ortner, 1974** – Ortner, S.B. (1974). Is female to male as nature is to culture? In M. Z. Rosaldo and L. Lamphere (eds). *Woman, culture, and society*. Stanford, CA: Stanford University Press, 68–87. Retrieved from [https://www.uio.no/studier/emner/sv/sai/SOSANT1600/v12/Ortner\\_Is\\_female\\_to\\_male.pdf](https://www.uio.no/studier/emner/sv/sai/SOSANT1600/v12/Ortner_Is_female_to_male.pdf)

**OSAGI, 2001** – OSAGI (2001). Important Concepts Underlying Gender Mainstreaming. Genève, Switzerland. Retrieved from Office of the Special Adviser on Gender Issues and the Advancement of Women, United Nations website: <http://www.un.org/womenwatch/osagi/pdf/factsheet2.pdf>

**Pande, 2003** – Pande, R. (2003). Eco-Feminism: making connections between Feminism and Ecology. EPTRI – ENVIS Newsletter, 9(1), 6–8. Retrieved from file:///C:/Users/Papa%20Nico/Downloads/18.TheEasternGhatsEPTRI-ENVISNewsletter\_EcoFeminism.PDF

**Ritchey, 2013** – Ritchey, T. (2013). Wicked Problems: Modelling Social Messes with Morphological Analysis. *Acta Morphologica Generalis (AMG)*, 2(1), 1–8. Retrieved from <http://www.swemorph.com/pdf/wp.pdf>

**SATAWU, 2011** – SATAWU (2011). Gender Report. South Africa. Retrieved from South African Transport and Allied Workers Union (SATAWU) website: <http://www.satawu.org.za/list.php?type=Press%20Statements>

**SCANIA Group, 2018** – SCANIA Group. (2018). Scania trains women to drive trucks & buses in Accra [SCANIA Website & Youtube]. Södertälje, Sweden: SCANIA.

**Shinar, 2007** – Shinar, D. (2007). Traffic safety and human behavior. Amsterdam, London: Elsevier. Retrieved from <https://doi.org/10.1108/9780080555874>

**Techane, 2017** – Techane, M.G. (2017). Economic Equality and Female Marginalisation in the SDGs Era: Reflections on Economic Rights of Women in Africa. *Peace Human Rights Governance*, 1: 333-364. Retrieved from [https://phrg.padovauniversitypress.it/system/files/papers/2017\\_3\\_2.pdf](https://phrg.padovauniversitypress.it/system/files/papers/2017_3_2.pdf)

**Waylen, McKenna, 2002** – Waylen, A., McKenna, F. (2002). Cradle Attitudes – Grave Consequences. The development of gender differences in risky attitudes and behaviour in road use: Summary Report. Basingstoke-Hampshire, United Kingdom. Retrieved from AA Foundation for Road Safety website: [https://roadsafetyfoundation.org/wp-content/uploads/2017/11/aa\\_foundation\\_fdn33.pdf](https://roadsafetyfoundation.org/wp-content/uploads/2017/11/aa_foundation_fdn33.pdf)

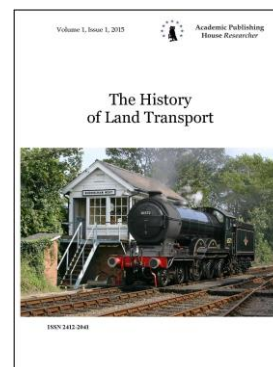
**Sarfo, 2016** – Sarfo, J.O. (2016). ‘Bone-Shakers’ and Contemporary ‘Tro-Tro’ in Ghana: Implications for Traffic and Transport Psychology. *Africa: History and Culture*, (1), 15-20.

Copyright © 2019 by Academic Publishing House Researcher s.r.o.



Published in the Slovak Republic  
The History of Land Transport  
Has been issued since 2015.  
E-ISSN: 2413-760X  
2019, 5(1): 12-21

DOI: 10.13187/hlt.2019.1.12  
[www.ejournal38.com](http://www.ejournal38.com)



## **Analysis of the Formulas for Calculating the Axial Load on the Head Balancer of the Rocking Machine, Created by Pump Rods Made of Fiberglass. Comparison of the Obtained Results with Steel Pump Rods**

Artem A. Kozhevnikov <sup>a, \*</sup>

<sup>a</sup> Izhevsk State Technical University named after M.T. Kalashnikov (Kalashnikov ISTU), Russian Federation

### **Abstract**

The determination of the axial load on the balancer head of the pumping unit is made according to the static and dynamic theories. The boundary between them is the interval (transition zone) of the Cauchy parameter. Calculation of loads is presented according to theories:

- Definition of loads by the formulas I.M. Muraveva (static theory);
- Definition of loads by the formulas A.S. Virnovsky;
- Definition of loads using simplified formulas A.S. Virnovsky;
- Determination of the maximum load using the empirical formula Adonina A.N. (dynamic theory);
- Definition of loads by the formulas Charny I.A. (dynamic theory).

The following is a calculation of the stresses generated in steel and fiberglass sucker rods.

Based on the data obtained, an analysis was carried out, from the point of view of applicability, of fiberglass rods in comparison with steel rods.

**Keywords:** fiberglass sucker rods, steel sucker rods, stress state, static theory, dynamic theory, reduced voltage, amplitude voltage.

### **1. Введение**

Снижение производственных энергетических затрат становится основным инструментом сохранения положительных показателей экономической эффективности нефтедобывающих предприятий. В свою очередь одним из методов снижения удельных затрат остается применение инновационного оборудования, позволяющего перевести ключевые производственные показатели из убыточных в прибыльные (Мокрушин, 2015).

В настоящей статье рассчитаны показатели, влияющие, главным образом, на энергетические затраты на подъем скважиной продукции. В результате внедрения стеклопластиковых насосных штанг взамен стальных, возможно значительно снизить затраты на добычу нефти, а также увеличить межремонтный период скважин за счет свойств стеклопластика.

От стандартной насосной штанги (ШН) стеклопластиковая насосная штанга (ШНС) отличает стеклопластиковое исполнение тела штанги – основного по массе и самого высоконагруженного элемента (ГОСТ Р 51161-98, 1998).

---

\* Corresponding author  
E-mail addresses: [artekof.one@gmail.com](mailto:artekof.one@gmail.com) (A.A. Kozhevnikov)

Применение стеклопластика в конструкции штанги несет в себе ряд преимуществ. Первое из них – снижение веса штанговой колонны за счет приблизительно в три раза меньшей плотности материала в сравнении со сталью. Благодаря высокой коррозионной стойкости стеклопластика ШНС можно эксплуатировать даже в высокоагрессивных средах. Также они характеризуются низким коэффициентом микрошероховатости поверхности и низкой теплопроводностью. Последнее обеспечивает значительно меньшее по сравнению со стальными ШН налипание асфальтеносмолопарафиновых отложений (АСПО) на поверхность тела ШНС.

Впрочем, стеклопластиковые штанги также не лишены недостатков, накладывающих определенные ограничения на их применение. В частности, максимальная рабочая температура при использовании ШНС составляет 100°С, но по требованию заказчика может быть увеличена до 130°С. В свою очередь, небольшой вес штанг обуславливает риск подвисяния колонны при ходе вниз. Как следствие, существует необходимость утяжеления низа колонны обычными стальными штангами. Также ограничено использование ШНС на эмульсионном фонде – в данном случае возможность применения стеклопластика определяется по результатам математического моделирования работы штанговой глубинной насосной установки.

Еще один недостаток – это низкий предел стойкости к нагрузкам на кручение. В связи с этим операции по искусственному навороту/отвороту колонны насосных штанг при производстве ремонтных работ должны осуществляться с особой осторожностью.

## 2. Материалы и методы

Определение осевой нагрузки на головку балансира станка-качалки производится по статической и динамической теориям. Согласно исследованиям А.Н. Адонина граница между статическим и динамическим режимом откачки находится в интервале (переходная зона) параметра Коши (Адонин, 1964):

$$\mu = \frac{\omega \cdot L}{a}$$

**Таблица 1.** Исходные данные (ГОСТ Р 51161-98, 1998)

Показатель	Значения для стальных штанг	Значения для стеклопластиковых штанг	Ед. измерения
Глубина спуска насоса, L	1000		м
Высота динамического уровня, h <sub>д</sub>	960		м
Диаметр плунжера, D <sub>пл</sub>	56		мм
Модуль упругости, E	210 000	50 000	МПа
Диаметр штанги, d <sub>шт1</sub>	22		мм
Вес погонного метра, q <sub>1</sub>	3,14	1,2	кг/м
Глубина спуска 1ой ступени, L <sub>1</sub>	300		м
Диаметр штанги d <sub>шт2</sub>	19		мм
Вес погонного метра, q <sub>2</sub>	2,35	0,9	кг/м
Глубина спуска 2ой ступени, L <sub>2</sub>	700		м
Плотность жидкости, ρ <sub>ж</sub>	880		кг/м <sup>3</sup>
Плотность штанги ρ <sub>шт</sub>	7850	2000	кг/м <sup>3</sup>
Циклическая частота, ω	1,26		с <sup>-1</sup>

Расчет осевой нагрузки, создаваемой на головку балансира станка-качалки стальными насосными штангами.

1. Определение параметра Коши:

$$\mu = \frac{\omega \cdot L}{a} = \frac{1,26 \cdot 1000}{5172} = 0,243$$

Где  $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \sqrt{\frac{21 \cdot 10^{10}}{7850}} = 5172$  м/с – скорость звука в штангах из стали.

Определение нагрузок по формулам И.М. Муравьева (статическая теория)

2. Вес столба жидкости над плунжером:

$$P_{жс} = F_{пл} \cdot (h_{\delta} \cdot \rho_{жс} \cdot g + P_{\sigma}) = 0,785 \cdot 0,056^2 \cdot 960 \cdot 880 \cdot 9,81 = 20402H$$

3. Коэффициент облегчения колонны штанг в жидкости:

$$b = 1 - \frac{\rho_{жс}}{\rho_{ш}} = 1 - \frac{880}{7850} = 0,888$$

4. Фактор динамичности [6]:

$$m = \frac{S_A \cdot n^2}{1440} = \frac{3 \cdot 9^2}{1440} = 0,17$$

5. Вес колонны штанг в воздухе:

$$P_{ум} = (q_1 \cdot L_1 + q_2 \cdot L_2) \cdot g = (3,14 \cdot 300 + 2,35 \cdot 700) \cdot 9,81 = 25378H$$

6. Максимальная нагрузка на штанги:

$$P_{max} = P_{жс} + P_{ш} \cdot (b + m) = 20402 + 25378 \cdot (0,888 + 0,17) = 47218H$$

7. Минимальная нагрузка на штанги:

$$P_{min} = P_{ш} \cdot (b - m) = 25378 \cdot (0,888 - 0,17) = 18251H$$

Определение нагрузок по формулам А.С. Вирновского

8. Вес колонны штанг в жидкости:

$$P'_{ум} = P_{ум} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{жс}}{\rho_{ш}}\right) = 25378 \cdot 0,888 = 22534H$$

9. Вес столба жидкости в кольцевом пространстве:

$$P'_{жс} = (F_{пл} - f_{ум}) \cdot \rho_{жс} \cdot g \cdot L = 0,785 \cdot (0,056^2 - (1,98 \cdot 10^{-2})^2) \cdot 880 \cdot 9,81 \cdot 1000 = 18604H$$

10. Площадь поперечного сечения штанг:

$$f_{ум.ср} = \frac{1}{\frac{\varepsilon_1}{f_{ум.1}} + \frac{\varepsilon_2}{f_{ум.2}}} = \frac{1}{\frac{0,3}{0,785 \cdot 0,022^2} + \frac{0,7}{0,785 \cdot 0,019^2}} = 3,07 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

11. Средний диаметр штанг:

$$d_{ум.ср} = \sqrt{\frac{f_{ум.ср}}{0,785}} = 1,98 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

12. Удлинение колонны штанг от веса столба жидкости:

$$\lambda_{ум} = \frac{P_{жс} \cdot L}{E \cdot f_{ум}} = \frac{20402 \cdot 1000}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 10^5 \cdot 3,07 \cdot 10^{-4}} = 0,317 \text{ м}$$

13. Площадь внутреннего канала труб:

$$F_{тр} = 0,785 \cdot 0,051^2 = 20,42 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

14. Коэффициент изменения сечения потока жидкости при переходе от насоса в трубы:

$$\varepsilon_{ум} = \frac{F_{пл} - f_{ум.ср}}{F_{тр} - f_{ум.ср}} = \frac{(0,785 \cdot 0,056^2) - 3,07}{20,42 - 3,07} = 1,24$$

15. Коэффициент отношения площадей:

$$\varphi = \frac{f_{mp}}{f_{mp} + f_{um}} = \frac{7,84}{7,84 + 3,07} = 0,719$$

16. Максимальная нагрузка (Оркин и др., 1967):

$$P_{\max} = P_{\text{жс}} + P'_{um} + \frac{1}{3} \cdot \alpha_1 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot S_A}{g}} (P_{um} + 0,3 \cdot \varepsilon \cdot P'_{\text{жс}}) \cdot \sqrt{a_1 \cdot \varphi - \frac{\lambda_{um}}{S_A}} +$$

$$+ \alpha_1^2 \frac{\omega^2 \cdot S_A}{2 \cdot g} \cdot \left[ a_1 - \frac{2 \cdot \lambda_{um}}{\varphi \cdot S_A} \right] \cdot \left[ 1 - \frac{\varphi}{2} \right] \cdot P_{um} = 20402 + 22534 + \frac{1}{3} \cdot 1,1 \cdot \frac{0,056}{0,019} \cdot \sqrt{\frac{1,26^2 \cdot 3}{9,81}} \times$$

$$\times (25378 + 0,3 \cdot 1,24 \cdot 18604) \cdot \sqrt{0,9 \cdot 0,719 - \frac{0,317}{3}} + 1,1^2 \cdot \frac{1,26^2 \cdot 3}{2 \cdot 9,81} \cdot \left[ 0,9 - \frac{2 \cdot 0,317}{0,719 \cdot 3} \right] \times$$

$$\times \left[ 1 - \frac{0,719}{2} \right] \cdot 25378 = 63732 \text{ H}$$

17. Минимальная нагрузка:

$$P_{\min} = P'_{um} + \frac{1}{3} \cdot \alpha_2 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot S_A}{g}} \cdot \sqrt{a_2 \cdot \varphi - \frac{\lambda_{um}}{S_A}} \cdot P_{um} - \alpha_2^2 \frac{\omega^2 \cdot S_A}{2 \cdot g} \cdot \left[ a_2 - \frac{2 \cdot \lambda_{um}}{\varphi \cdot S_A} \right] \times$$

$$\times \left[ 1 - \frac{\varphi}{2} \right] \cdot P_{um} = 22534 - \frac{1}{3} \cdot 0,73 \cdot \frac{0,056}{0,019} \cdot \sqrt{\frac{1,26^2 \cdot 3}{9,81}} \cdot \sqrt{1,56 \cdot 0,719 - \frac{0,317}{3}} \cdot 25378 -$$

$$- 0,73^2 \cdot \frac{1,26^2 \cdot 3}{2 \cdot 9,81} \cdot \left[ 1,56 - \frac{2 \cdot 0,317}{0,719 \cdot 3} \right] \cdot \left[ 1 - \frac{0,719}{2} \right] \cdot 25378 = 7088 \text{ H}$$

Определение нагрузок по упрощённым формулам А.С. Вирновского

18. Максимальная нагрузка:

$$P_{\max} = P_{\text{жс}} + P'_{um} + 0,011 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot n \cdot P_{um} \cdot \sqrt{\varphi \cdot S_A - \lambda_{um}} + 1000 =$$

$$= 20402 + 22534 + 0,011 \cdot \frac{0,056}{0,0198} \cdot 9 \cdot 25378 \cdot \sqrt{0,719 \cdot 3 - 0,317} + 1000 = 53589 \text{ H}$$

19. Минимальная нагрузка:

$$P_{\min} = P'_{um} - 0,011 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot n \cdot P_{um} \cdot \sqrt{\varphi \cdot S_A - \lambda_{um}} - 1000 = 7088 \text{ H}$$

Определение нагрузок по формулам И.А. Чарного (динамическая теория)

20. Коэффициент, учитывающий вибрацию колонны штанг:

$$\mu_{um} = \frac{\omega \cdot L}{a} = \frac{\mu \cdot 180}{3,1416} = \frac{0,243 \cdot 180}{3,1416} \approx 14,73$$

$$\text{tg} 14,73 = 0,263$$

21. Максимальная нагрузка:

$$P_{\max} = P_{\text{жс}} + P_{um} \cdot \left[ b + \frac{S \cdot n^2}{1800} \cdot \frac{\text{tg} \mu_{um}}{\mu} \right] = 20402 + 25378 \cdot \left[ 0,888 + \frac{3 \cdot 9^2}{1800} \cdot \frac{0,263}{0,243} \right] = 46439 \text{ H}$$

22. Минимальная нагрузка:

$$P_{\min} = P_{um} \cdot \left[ b - \frac{S \cdot n^2}{1800} \cdot \frac{\text{tg} \mu}{\mu} \right] = 19030 \text{ H}$$

Определение максимальной нагрузки по эмпирической формуле А.Н. Адонина (динамическая теория)

23. Кинематический коэффициент:

$$m = \frac{1 + \frac{r}{L_{um}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{k}\right)^2}} = 1,596$$

24. Максимальная нагрузка:

$$P_{\max} = P_{\text{жс}} + P_{um} + (P_{um} + \varepsilon \cdot P_{\text{жс}}) \cdot \frac{m \cdot r \cdot n^{2,24-0,33 \cdot 10^{-3}}}{900} + 2500 \cdot S =$$

$$= 20402 + 25378 + (25378 + 1,24 \cdot 20402) \cdot \frac{1,6 \cdot 1,2 \cdot 9^{1,6}}{900} + 2500 \cdot 3 = 56910 \text{ Н}$$

Расчет осевой нагрузки, создаваемой на головку балансира станка-качалки стеклопластиковыми насосными штангами.

1. Определение параметра Коши:

$$\mu = \frac{\omega \cdot L}{a} = \frac{1,26 \cdot 1000}{5000} = 0,252$$

Где  $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^{10}}{2000}} = 5000 \text{ м/с}$  – скорость звука в штангах из стеклопластика.

Определение нагрузок по формулам И.М. Муравьева (статическая теория)

2. Вес столба жидкости над плунжером:

$$P_{\text{жс}} = F_{\text{пл}} \cdot (h_{\text{д}} \cdot \rho_{\text{жс}} \cdot g + P_{\text{б}}) = 0,785 \cdot 0,056^2 \cdot 960 \cdot 880 \cdot 9,81 = 20402 \text{ Н}$$

3. Коэффициент облегчения колонны штанг в жидкости:

$$b = 1 - \frac{\rho_{\text{жс}}}{\rho_{\text{ш}}} = 1 - \frac{880}{2000} = 0,56$$

4. Фактор динамичности:

$$m = \frac{S_A \cdot n^2}{1440} = \frac{3 \cdot 9^2}{1440} = 0,17$$

5. Вес колонны штанг в воздухе:

$$P_{um} = (q_1 \cdot L_1 + q_2 \cdot L_2) \cdot g = (1,2 \cdot 300 + 0,9 \cdot 700) \cdot 9,81 = 9712 \text{ Н}$$

6. Максимальная нагрузка на штанги:

$$P_{\max} = P_{\text{жс}} + P_{um} \cdot (b + m) = 20402 + 9712 \cdot (0,56 + 0,17) = 274918 \text{ Н}$$

7. Минимальная нагрузка на штанги:

$$P_{\min} = P_{um} \cdot (b - m) = 9712 \cdot (0,56 - 0,17) = 3787,7 \text{ Н}$$

Определение нагрузок по формулам А.С. Вирновского

8. Вес колонны штанг в жидкости:

$$P'_{um} = P_{um} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{жс}}}{\rho_{\text{ш}}}\right) = 9712 \cdot 0,56 = 5438,7 \text{ Н}$$

9. Вес столба жидкости в кольцевом пространстве:

$$P'_{\text{жс}} = (F_{\text{пл}} - f_{um}) \cdot \rho_{\text{жс}} \cdot g \cdot L = 0,785 \cdot (0,056^2 - (1,98 \cdot 10^{-2})^2) \cdot 880 \cdot 9,81 \cdot 1000 = 18604 \text{ Н}$$

10. Площадь поперечного сечения штанг:

$$f_{um.cp} = \frac{1}{\frac{\varepsilon_1}{f_{um.1}} + \frac{\varepsilon_2}{f_{um.2}}} = \frac{1}{\frac{0,3}{0,785 \cdot 0,022^2} + \frac{0,7}{0,785 \cdot 0,019^2}} = 3,07 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$



11. Средний диаметр штанг:

$$d_{um.cp} = \sqrt{\frac{f_{um.cp}}{0,785}} = 1,98 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

12. Удлинение колонны штанг от веса столба жидкости:

$$\lambda_{um} = \frac{P_{жс} \cdot L}{E \cdot f_{um}} = \frac{20402 \cdot 1000}{5 \cdot 10^6 \cdot 10^4 \cdot 3,07 \cdot 10^{-4}} = 1,33 \text{ м}$$

13. Площадь внутреннего канала труб:

$$F_{mp} = 0,785 \cdot 0,051^2 = 20,42 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

14. Коэффициент изменения сечения потока жидкости при переходе от насоса в трубы:

$$\varepsilon_{um} = \frac{F_{нл} - f_{um.cp}}{F_{mp} - f_{um.cp}} = \frac{(0,785 \cdot 0,056^2) - 3,07}{20,42 - 3,07} = 1,24$$

15. Коэффициент отношения площадей:

$$\varphi = \frac{f_{mp}}{f_{mp} + f_{um}} = \frac{7,84}{7,84 + 3,07} = 0,719$$

16. Максимальная нагрузка:

$$P_{max} = P_{жс} + P'_{um} + \frac{1}{3} \cdot \alpha_1 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot S_A}{g}} \cdot (P_{um} + 0,3 \cdot \varepsilon \cdot P'_{жс}) \cdot \sqrt{a_1 \cdot \varphi - \frac{\lambda_{um}}{S_A}} +$$

$$+ \alpha_1^2 \frac{\omega^2 \cdot S_A}{2 \cdot g} \cdot \left[ a_1 - \frac{2 \cdot \lambda_{um}}{\varphi \cdot S_A} \right] \cdot \left[ 1 - \frac{\varphi}{2} \right] \cdot P_{um} = 20402 + 5438,7 + \frac{1}{3} \cdot 1,1 \cdot \frac{0,056}{0,019} \cdot \sqrt{\frac{1,26^2 \cdot 3}{9,81}} \times$$

$$\times (9712 + 0,3 \cdot 1,24 \cdot 18604) \cdot \sqrt{0,9 \cdot 0,719 - \frac{1,33}{3}} + 1,1^2 \cdot \frac{1,26^2 \cdot 3}{2 \cdot 9,81} \cdot \left[ 0,9 - \frac{2 \cdot 1,33}{0,719 \cdot 3} \right] \times$$

$$\times \left[ 1 - \frac{0,719}{2} \right] \cdot 9712 = 20402 + 5438,7 + 5415,94 - 603,52 = 30653,12 \text{ Н}$$

17. Минимальная нагрузка:

$$P_{min} = P'_{um} + \frac{1}{3} \cdot \alpha_2 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot S_A}{g}} \cdot \sqrt{a_2 \cdot \varphi - \frac{\lambda_{um}}{S_A}} \cdot P_{um} - \alpha_2^2 \frac{\omega^2 \cdot S_A}{2 \cdot g} \cdot \left[ a_2 - \frac{2 \cdot \lambda_{um}}{\varphi \cdot S_A} \right] \times$$

$$\times \left[ 1 - \frac{\varphi}{2} \right] \cdot P_{um} = 5438,7 - \frac{1}{3} \cdot 0,73 \cdot \frac{0,056}{0,019} \cdot \sqrt{\frac{1,26^2 \cdot 3}{9,81}} \cdot \sqrt{1,56 \cdot 0,719 - \frac{1,33}{3}} \cdot 9712 -$$

$$- 0,73^2 \cdot \frac{1,26^2 \cdot 3}{2 \cdot 9,81} \cdot \left[ 1,56 - \frac{2 \cdot 1,33}{0,719 \cdot 3} \right] \cdot \left[ 1 - \frac{0,719}{2} \right] \cdot 9712 = 5438,7 - 3328,5 - 266,65 = 1843,55 \text{ Н}$$

Определение нагрузок по упрощённым формулам А.С. Вирновского

18. Максимальная нагрузка:

$$P_{max} = P_{жс} + P'_{um} + 0,011 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot n \cdot P_{um} \cdot \sqrt{\varphi \cdot S_A - \lambda_{um}} + 1000 =$$

$$= 20402 + 5438,7 + 0,011 \cdot \frac{0,056}{0,0198} \cdot 9 \cdot 9712 \cdot \sqrt{0,719 \cdot 3 - 1,33} + 1000 = 29313,7 \text{ Н}$$

19. Минимальная нагрузка:

$$P_{min} = P'_{um} - 0,011 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot n \cdot P_{um} \cdot \sqrt{\varphi \cdot S_A - \lambda_{um}} - 1000 = 1965,7 \text{ Н}$$

Определение нагрузок по формулам И.А. Чарного (динамическая теория)

20. Коэффициент, учитывающий вибрацию колонны штанг:

$$\mu_{um} = \frac{\omega \cdot L}{a} = \frac{\mu \cdot 180}{3,1416} = \frac{0,252 \cdot 180}{3,1416} \approx 14,44$$

$$tg 14,44 = 0,257$$

21. Максимальная нагрузка:

$$P_{max} = P_{жс} + P_{um} \cdot \left[ b + \frac{S \cdot n^2}{1800} \cdot \frac{tg \mu_{um}}{\mu} \right] = 20402 + 9712 \cdot \left[ 0,56 + \frac{3 \cdot 9^2}{1800} \cdot \frac{0,257}{0,252} \right] = 27177,85 \text{ Н}$$

22. Минимальная нагрузка:

$$P_{min} = P_{um} \cdot \left[ b - \frac{S \cdot n^2}{1800} \cdot \frac{tg \mu}{\mu} \right] = 4101 \text{ Н}$$

Определение максимальной нагрузки по эмпирической формуле А.Н. Адонина (динамическая теория)

23. Кинематический коэффициент:

$$m = \frac{1 + \frac{r}{L_{um}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{k}\right)^2}} = 1,596$$

24. Максимальная нагрузка:

$$P_{max} = P_{жс} + P_{um} + (P_{um} + \varepsilon \cdot P_{жс}) \cdot \frac{m \cdot r \cdot n^{2,24-0,33 \cdot 10^{-3}}}{900} + 2500 \cdot S =$$

$$= 20402 + 9712 + (9712 + 1,24 \cdot 20402) \cdot \frac{1,6 \cdot 1,2 \cdot 9^{1,6}}{900} + 2500 \cdot 3 = 40126 \text{ Н}$$

Расчет создаваемого напряжения в насосных штангах из стали и стеклопластика.

Во время двойного хода (цикла) нагрузка на штанги переменна, поэтому при расчете штанг на прочность исходят не из максимальных напряжений, определяющих статическую прочность, а из «приведенного» напряжения, учитывающего циклический характер приложения нагрузки (Ишмурзин, 2014; Петраков и др., 2016).

По условиям расчетов, произведенных ранее, максимальная и минимальная нагрузки по теории Вирновского

1) Для стальных насосных штанг  $P_{max} = 63732 \text{ Н}$ ;  $P_{min} = 7088 \text{ Н}$ .

Максимальное и минимальное напряжения (Аливердизадде и др., 1959):

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{f_{ш2}} = \frac{63732}{0,785 \cdot 0,019^2} = 224,89 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \frac{P_{min}}{f_{ш2}} = \frac{7088}{0,785 \cdot 0,019^2} = 25,01 \text{ МПа}$$

Амплитудное напряжение:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{224,89 - 25,01}{2} = 99,94 \text{ МПа}$$

Приведенное напряжение (ГОСТ 31825-2012, 2013):

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_a \cdot \sigma_{max}} = \sqrt{99,4 \cdot 224,89} = 149,92 \text{ МПа}$$

2) Для стеклопластиковых насосных штанг  $P_{max} = 30653,12 \text{ Н}$ ;  $P_{min} = 1843,55 \text{ Н}$ .

Максимальное и минимальное напряжения:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{f_{ш2}} = \frac{30653,12}{0,785 \cdot 0,019^2} = 108,17 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \frac{P_{min}}{f_{ш2}} = \frac{1843,55}{0,785 \cdot 0,019^2} = 6,5 \text{ МПа}$$

Амплитудное напряжение:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{108,17 - 6,5}{2} = 50,84 \text{ МПа}$$

Приведенное напряжение:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_a \cdot \sigma_{\max}} = \sqrt{50,84 \cdot 108,17} = 74,16 \text{ МПа}$$

### 3. Результаты

**Таблица 2.** Результаты расчета осевой нагрузки по приведенным теориям

Показатели	Сталь	Стеклопластик
Вес штанг в воздухе, Н	25378	9712
Вес штанг в жидкости, Н	22534	5438
Максимальная нагрузка по статической теории (формула И.М. Муравьева)		
$P_{\max}$ , Н	47218	27419,8
$P_{\min}$ , Н	18251	3787,7
Нагрузки по формулам А.С. Вирновского		
$P_{\max}$ , Н	63732	30653,12
$P_{\min}$ , Н	7088	1843,55
Упрощённые формулы А.С. Вирновского		
$P_{\max}$ , Н	53589	29313,7
$P_{\min}$ , Н	7088	1965,7
Максимальная и минимальная нагрузки на основе динамической теории по формулам И.А. Чарного		
$P_{\max}$ , Н	46439	27177,85
$P_{\min}$ , Н	19030	4101
Максимальная нагрузка на основе динамической теории по эмпирической формуле А.Н. Адонина		
$P_{\max}$ , Н	56910	40126

**Таблица 3.** Результаты расчета напряженного состояния насосных штанг

Показатели	Сталь	Стеклопластик
$P_{\max}$ , Н	63732	30653,12
$P_{\min}$ , Н	7088	1843,55
$\sigma_{\max}$ , МПа	224,89	108,17
$\sigma_{\min}$ , МПа	25,01	6,5
$\sigma_a$ , МПа	99,94	50,84
$\sigma_{\text{пр}}$ , МПа	149,92	74,16

### 4. Заключение

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод:

- 1) Вес стеклопластиковых штанг в воздухе в 3 раза меньше, чем вес стальных штанг;
- 2) Вес стеклопластиковых штанг в жидкости в 5 раз меньше, чем вес стальных штанг;
- 3) Полученное в результате расчетов приведенное напряжение удовлетворяет условию, как для стали ( $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ ), так и для стеклопластика ( $[\sigma] = 120 \text{ МПа}$ ):  $\sigma_{\text{пр}} \leq [\sigma]$
- 4) Применение стеклопластиковых насосных штанг позволяет понизить энергопотребление за счет снижения нагрузок на станок-качалку. Благодаря меньшему весу штанг снижается приведенное напряжение в штанговой колонне, что позволяет отказаться

от использования специальных насосных штанг, рассчитанных на высокое приведенное напряжение.

5) Принимая за основу нагрузку, рассчитанную по формулам А.С. Вирновского, можно сказать, что наиболее близкие значения по  $P_{\max}$  дает упрощенная формула А.С. Вирновского, по  $P_{\min}$  наиболее близкие значения дают упрощенная формула А.С. Вирновского и формула И.М. Муравьева.

Оценивая трудоемкость расчетов, следует отметить, что для оценочных, приближенных расчетов следует пользоваться формулой для  $P_{\max}$  и  $P_{\min}$  И.М. Муравьева, а для конструкторских или точных технологических расчетов следует пользоваться формулами А.С. Вирновского или А.Н. Адонина (Бухаленко, 1990; Никищенко, 2008).

### Литература

Адонин, 1964 – Адонин А.Н. Процессы глубинно-насосной нефтедобычи. Недра, 1964: 141-143.

Аливердизаде, Даниелян, 1959 – Аливердизаде К.О., Даниелян А.А. Расчет и конструирование оборудования для эксплуатации нефтяных скважин. Гостоптехиздат, 1959: 351-352.

Бухаленко, 1990 – Бухаленко Е.И. Нефтепромысловое оборудование: Справочник. Недра, 1990: 11-12.

ГОСТ 31825-2012, 2013 – ГОСТ 31825-2012. Штанги насосные, штоки устьевые и муфты к ним. Технические условия. Введ. 01.01.2014. Стандартинформ, 2013: 4.

ГОСТ Р 51161-98, 1998 – ГОСТ Р 51161-98. Штанги насосные стеклопластиковые. Технические условия. Введ. 01.01.1999. Издательство стандартов, 1998: 1-8.

Ишмурзин, 2014 – Ишмурзин А.А. Машины и оборудование для добычи и подготовки нефти и газа: Учебное пособие. Нефтегазовое дело, 2014: 156.

Мокрушин, 2015 – Мокрушин К.А. (2015). Применение стеклопластиковых насосных штанг как метод снижения удельных затрат на добычу нефти // Инженерная практика, 2015, 4: 42-44.

Никищенко, 2008 – Никищенко С.Л. Нефтегазопромысловое оборудование. Ин-Фолио, 2008: 223.

Оркин, Юрчук, 1967 – Оркин К.Г., Юрчук А.М. Расчеты в технологии и технике добычи нефти. Недра, 1967: 310-321.

Петраков, Купавых, 2016 – Петраков Д.Г., Купавых К.С. Нефтегазопромысловое оборудование: методические указания к практическим занятиям. Санкт-Петербургский горный университет, 2016: 33.

### References

Adonin, 1964 – Adonin A.N. (1964). Protsessy glubinno-nasosnoi neftedobychi [The processes of deep-pumping oil production]. Nedra: 141-143. [in Russian]

Aliverdizade, Danielyan, 1959 – Aliverdizade K.O., Danielyan A.A. (1959). Raschet i konstruirovaniye oborudovaniya dlya ekspluatatsii neftyanykh skvazhin [Calculation and design of equipment for the operation of oil wells]. Gostoptekhizdat: 351-352. [in Russian]

Bukhalenko, 1990 – Bukhalenko E.I. (1990). Neftepromyslovoe oborudovanie: Spravochnik [Oilfield equipment: a Handbook]. Nedra: 11-12. [in Russian]

GOST 31825-2012, 2013 – GOST 31825-2012. Shtangi nasosnye, shtoki ust'evye i mufty k nim. Tekhnicheskie usloviya [Bars are pump, mouths stocks and couplings to them. Technical conditions]. Vved. 01.01.2014. Standartinform, 2013: 4. [in Russian]

GOST R 51161-98, 1998 – GOST R 51161-98. Shtangi nasosnye stekloplastikovye. Tekhnicheskie usloviya [Fiberglass pumping rods. Technical conditions]. Vved. 01.01.1999. Izdatel'stvo standartov, 1998: 1-8. [in Russian]

Ishmurzin, 2014 – Ishmurzin A.A. (2014). Mashiny i oborudovanie dlya dobychi i podgotovki nefti i gaza: Uchebnoe posobie [Machines and equipment for the extraction and treatment of oil and gas: A manual]. Neftegazovoe delo: 156. [in Russian]

**Mokrushin, 2015** – *Mokrushin K.A.* (2015). Primenenie stekloplastikovykh nasosnykh shtang kak metod snizheniya udel'nykh zatrat na dobychu nefti [The use of fiberglass sucker rods as a method of reducing the unit cost of oil production]. *Inzhenernaya praktika*, 4: 42-44. [in Russian]

**Nikishenko, 2008** – *Nikishenko S.L.* (2008). Neftegazopromyslovoe oborudovanie [Oil and gas field equipment]. In-Folio: 223. [in Russian]

**Orkin, Yurchuk, 1967** – *Orkin K.G., Yurchuk A.M.* (1967). Raschety v tekhnologii i tekhnike dobychi nefti [Calculations in the technology and technology of oil production]. Nedra: 310-321. [in Russian]

**Petrakov, Kupavykh, 2016** – *Petrakov D.G., Kupavykh K.S.* (2016). Neftegazopromyslovoe oborudovanie: metodicheskie ukazaniya k prakticheskim zanyatiyam [Oil and gas equipment: guidelines for practical exercises]. Sankt-Peterburgskii gornyi universitet: 33. [in Russian]

### **Анализ формул расчета осевой нагрузки на головку балансира станка-качалки, создаваемой насосными штангами из стеклопластика. Сравнение полученных результатов с насосными штангами из стали.**

Артём Алексеевич Кожевников <sup>а, \*</sup>

<sup>а</sup> Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, Российская Федерация

**Аннотация.** Определение осевой нагрузки на головку-балансир станка качалки производится по статической и динамической теориям. Границей между которыми является интервал (переходная зона) параметра Коши. Расчет нагрузок представлен по теориям:

- Определение нагрузок по формулам И.М. Муравьева (статическая теория);
- Определение нагрузок по формулам А.С. Вирновского;
- Определение нагрузок по упрощённым формулам А.С. Вирновского;
- Определение максимальной нагрузки по эмпирической формуле А.Н. Адонина (динамическая теория);
- Определение нагрузок по формулам И.А. Чарного (динамическая теория).

Далее предоставлен расчет напряжений, создаваемых в насосных штангах из стали и стеклопластика.

Исходя из полученных данных, проведен анализ, с точки зрения применимости, насосных штанг из стеклопластика в сравнении с насосными штангами из стали.

**Ключевые слова:** стеклопластиковые насосные штанги, стальные насосные штанги, напряженное состояние, статическая теория, динамическая теория, приведенное напряжение, амплитудное напряжение.

---

\* Корреспондирующий автор

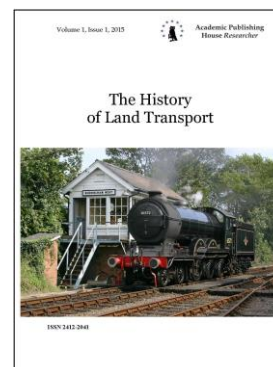
Адреса электронной почты: [artekof.one@gmail.com](mailto:artekof.one@gmail.com) (А.А. Кожевников)

Copyright © 2019 by Academic Publishing House Researcher s.r.o.



Published in the Slovak Republic  
The History of Land Transport  
Has been issued since 2015.  
E-ISSN: 2413-760X  
2019, 5(1): 22-29

DOI: 10.13187/hlt.2019.1.22  
[www.ejournal38.com](http://www.ejournal38.com)



## Lubrication System for In-line Engines with a Capacity of 1000 ... 1200 hp

Evgeny O. Vitsin <sup>a, \*</sup>, Boris Ya. Bendersky <sup>a</sup>

<sup>a</sup> Izhevsk State Technical University named after M.T. Kalashnikov (Kalashnikov ISTU), Russian Federation

### Abstract

In this article, methods for reducing the thermal stress of the piston of an internal combustion engine were disclosed. An informational review of this topic was made, and in particular, an analysis of existing piston cooling systems and ways to improve the cooling efficiency was carried out. The choice was made the most efficient method of cooling. It also describes the device of the piston cooling system, as well as modern approaches to solving this problem. Calculation schemes for piston heat exchange and a scheme for changing the oil temperature on the piston surface and the irrigation density depending on the angle of rotation of the crankshaft are presented. The essence of oil cooling using a jet nozzle is described. The piston cooling has been calculated for the KamAZ six-cylinder in-line engine, from which it follows that 0.6 l/min is needed to cool one piston, certain conclusions have been made.

**Keywords:** oil cooling, piston, nozzle, thermal stress, engine.

### 1. Введение

Форсирование двигателя наддувом сопровождается ростом температуры днища поршня, его термонапряжённости. В результате существенно понижается его прочность, ухудшаются условия смазки, а у двигателей с внешним смесеобразованием повышается опасность детонационного сгорания. Вообще, для улучшения процесса сгорания температуру днища поршня целесообразно повышать, конечно, до определённого уровня, при этом обеспечивается также сжигание отложений продуктов неполного сгорания топлива и масла, однако происходит снижение коэффициента наполнения (**Температурные уровни**).

Для снижения термонапряжённости применяют следующие методы:

- 1) Отвод тепла от днища поршня в стенки цилиндра через поршневые кольца и юбку;
- 2) Отвод тепла жидкостью, подводимой к днищу поршня;
- 3) Применение накладок на днище из жароупорных чугуна или стали с низким коэффициентом теплопроводности.

У ДВС с наддувом первый способ обычно применяется для алюминиевых поршней увеличением сечений их корпуса. При втором способе применяют обычно масло, реже — воду. Известно, что крупные судовые двухтактные дизели принципиально всегда имеют систему охлаждения поршней. Но лёгкие быстроходные двигатели такой системой, как правило, не оснащаются. Однако с применением турбонаддува в автомобильных двигателях, появилась необходимость такого охлаждения (**Анурьев, 2001**).

\* Corresponding author

E-mail addresses: [e.vitsin@mail.ru](mailto:e.vitsin@mail.ru) (E.O. Vitsin), [bib@istu.ru](mailto:bib@istu.ru) (B.Y. Bendersky)

Температура поршня и цилиндра – важный параметр для эксплуатационной безопасности и срока службы. Пиковые температуры выхлопного газа, даже если они действуют короткое время, могут достигнуть больше 2,200°C. Температуры выхлопного газа варьируются между 600 к 850°C для дизельных двигателей, и 800 к 1050°C для бензиновых двигателей ([Температура поршня](#)).

Температура свежей смеси (воздух или смесь) может быть более 200°C для турбированных двигателей. Интеркуллеры на впуске уменьшают температуру до 40–60°C, что обеспечивает лучшее заполнение камеры сгорания, так же использование впрыска водометанола дает хорошие показатели на впуске.

Из-за теплоемкости, поршня и других частей в камере сгорания невозможно точно определить температурные колебания. Но все же можно утверждать, что есть небольшая амплитуда изменения температуры поршня хоть и в несколько градусов, в зависимости от такта, впуск это или рабочий ход. Днище поршня первым подвергается нагреву раскаленными газами и поглощает различное количество тепла, в зависимости от такта, оборотов двигателя и нагрузки. Высокая температура в первую очередь отводится через поршневые кольца к стенкам цилиндра, и в меньшей степени, юбкой поршня ([Мартыненко, 1987](#)).

## 2. Результаты

### Информационный обзор

Разбирая самые нагруженные температурные области поршня, следует отметить, что они различны для разных типов поршней и зависят от их формы и материала, из которого они изготовлены.

Температурные уровни и распределение в поршне по существу зависят от следующих параметров:

- 1) Тип двигателя (бензин/дизель);
- 2) Число тактов (четырёхтактный/двухтактный);
- 3) Процесс сгорания (прямой впрыск/обычный впрыск);
- 4) Режим двигателя (скорость, вращающий момент);
- 5) Охлаждение двигателя (вода/воздух);
- 6) Форма поршня и головки цилиндра (местоположение и число газовых каналов и клапанов, тип поршня, материал поршня);
- 7) Дополнительное охлаждение поршня (есть/отсутствует);
- 8) Интенсивность охлаждения (распыляют масло на поверхность поршня, охлаждающий канал, охлаждение этого канала, и т.д.).

Прочность поршней, особенно из легких сплавов, очень зависит от температуры. Очень важно знать о высокотемпературных зонах, возникающих в процессе работы, возможном расширении металла в этих областях и сможет ли поршень выдерживать нагрузку в этих режимах, особенно при возникновении детонации. Хоть современные двигатели и оснащаются системами контроля детонации, но все же она уместна и может привести к серьезным последствиям. Высокие тепловые нагрузки вызывают быстрое старение металла или так называемая усталость. Чаще всего усталость металла наблюдается в соединении поршневого пальца и поршня, а также в канавке первого компрессионного кольца ([Лазарев, 2011](#)).

Чрезмерно высокая температура компрессионного кольца приводит к нагару масла в канавке, закоксованию и вследствие залеганию. Повышается нагрузка на остальные кольца и теряется герметичность камеры сгорания, через кольца прорываются отработанные газы, нарушая смазку поршня, что приводит к увеличению силы трения и еще большему увеличению температуры поршня, в последствии его заклиниванию или задирам.

### Виды охлаждения поршня

Существует несколько схем охлаждения поршня:

- 1) Охлаждение разбрызгиванием
- 2) Охлаждение с помощью масляной форсунки
- 3) Масляное охлаждение путем циркуляции масла или путем взбалтывания масла в полостях поршня.

Наиболее перспективным способом является – охлаждение с помощью масляной форсунки.

Исследованиями, проведенными как в нашей стране, так и за рубежом, установлено, что эффективным средством снижения теплонапряженности поршня является масляное охлаждение.

Исследуя зависимость расхода масла на охлаждение поршня от скоростного режима работы двигателя установлено, что при струйном охлаждении изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя от 800 до 1700 мин<sup>-1</sup> приводит к повышению расхода масла с  $2,4 \times 10^{-2}$  до  $0,56 \times 10^{-2}$  г/с (с 1,7 до 2,8 л/мин). Повышение расхода обусловлено существенным увеличением инерционной составляющей давления масла в подводящих каналах от раскрутки коленчатого вала, а также увеличением скорости возвратно-поступательного движения шатуна (Петриченко, Петриченко, 1979).

Методика расчета охлаждения внутренней поверхности поршня (Кавтарадзе, 2016). Ввиду теплонапряженного состояния внутренней поверхности поршня, его конструкция подразумевает масляное охлаждение. Возникает задача выбора форсунки и расхода масла, обеспечивающего охлаждение поршня на различных режимах работы двигателя.

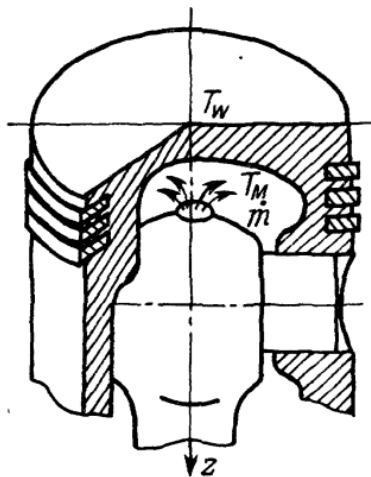
Точная постановка математической модели охлаждения поршня впрыском через форсунку масла представляет собой сложную задачу.

Вследствие этого, остановимся на построении упрощенной математической модели теплообмена при охлаждении поршня. Пусть на внутреннюю поверхность поршня, имеющего температуру  $T_w$ , подается поток масла с температурой  $T_m$ , плотность орошения поверхности (масса масла, подаваемая на единицу поверхности в единицу времени) –  $m$ .

Запишем уравнение энергии для масла, подаваемого на охлаждаемую поверхность поршня, тем самым учтем теплообмен с поверхностью поршня и охлаждающее воздействие подводимого масла. Дифференциальное уравнение при сформулированных условиях будет

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \dot{q}_v \quad (1)$$

Где  $T$  – температура масла;  $t$  – время,  $a$  – коэффициент температуропроводности масла;  $z$  – координата, нормальная к теплоотдающей поверхности,  $\dot{q}_v$  – источник теплоты (в данном случае источник «холода»), подаваемого масла с температурой  $T_m$ , меньшей, чем температура поршня  $T_w$  (Рисунок 1).



**Рис. 1.** Расчетная схема теплообмена при опрыскивании поршня

Условиями однозначности рассматриваемой задачи будут:

Периодичность процесса

$$T(z, t \pm t_0) = T(z, t) \quad (2)$$

Где  $t_0$  – период процесса;

Граничные условия: на поверхности поршня при  $z=0$

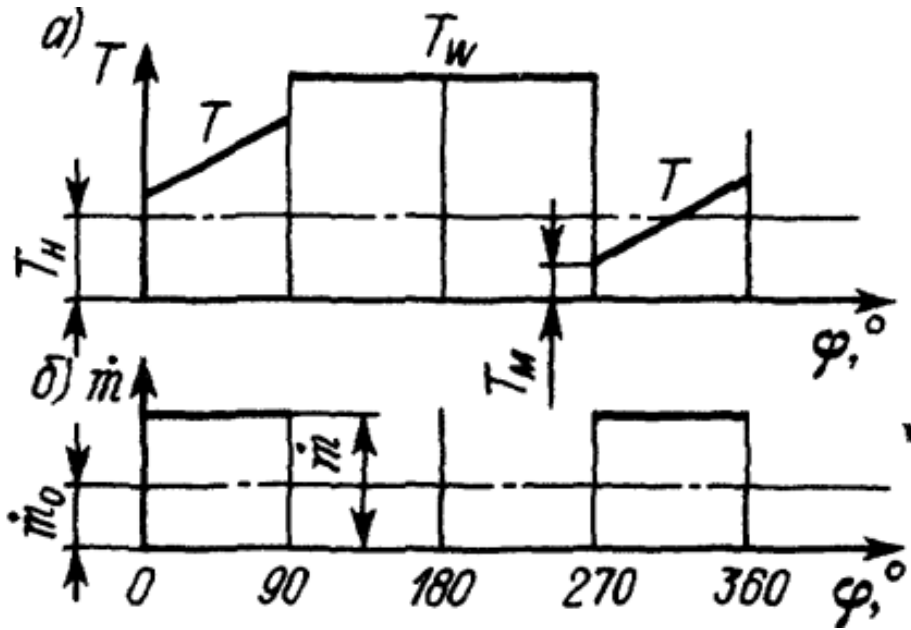
$$T=T_w \quad (3)$$

На внешней поверхности масляной пленки тепловой поток отсутствует, т.е. при  $z=\delta$

$$\dot{q} = 0 \left[ \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=\delta} = 0 \right] \quad (4)$$



Изменение средней температуры пленки масла для текущего момента времени приведено на [Рисунке 2, а](#) ([Парамонов, 1980](#)).



**Рис. 2.** Изменение температуры масла на поверхности поршня (а) и плотности орошения (б) в зависимости от угла поворота коленчатого вала

При неизменном режиме работы двигателя и постоянной плотности орошения  $\dot{m}$  эта картина повторяется через каждый полный оборот коленчатого вала ([Рисунок 2, б](#)), что дает основание усреднить температуру масла за данный период, т.е. перейти к рассмотрению не локальной мгновенной температуры  $T$ , а средней температуры

$$\bar{T} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} T(z, t) dt \quad (5)$$

При рассмотрении средних температур  $\bar{T}$  по условию (5), имеем  $\partial T / \partial t = 0$ . Тогда уравнение 1 примет вид

$$a \frac{d^2 \bar{T}}{dz^2} - q_v = 0 \quad (6)$$

Источник  $q_v$ , по своей природе есть отношение теплоты, вносимой в единицу времени на охлаждаемую поверхность, к тому изменению температуры в пленке масла, которое он вызывает

$$q_v = \frac{m F c_p (T_w - T_M)}{\delta F \rho c_p} \quad (7)$$

Подставив (7) в (6) и выразив коэффициент температуропроводности через  $a = \lambda / \rho c_p$ , получим

$$\frac{d^2 \bar{T}}{dz^2} = \frac{\dot{m} (T_w - T_M) c_p}{\lambda \delta} \quad (8)$$

Перейдем к безразмерным величинам, для чего правую и левую части (8) помножим на  $\delta^2$ , а из  $\bar{T}$  вычтем величину  $T_w$ . Тогда

$$-\frac{d^2 (T_w - \bar{T}) \delta^2}{dz^2} = \frac{\dot{m} (T_w - T_M) c_p \delta^2}{\lambda \delta} \quad (9)$$

Обозначим  $\eta = z / \delta$ , а комплекс  $\frac{\dot{m} c_p \delta}{\lambda} = St$  (St-число Стэнтона). сделанные преобразования позволяют (8) привести к виду

$$\frac{d^2 \theta}{d\eta^2} = -St, \quad (10)$$

где  $\theta = (T_w - \bar{T}) / (T_w - T_M)$  – относительная температура масла на поверхности поршня. В соответствии с условиями (3) и (4) при  $\eta = 0$ ,  $\theta = 0$ , а при  $\eta = 1$   $d\theta / d\eta = 0$ .

Дважды интегрируя (10) и согласуя уравнения с условиями однозначности, получаем

$$\theta = -\frac{1}{2} St \eta (2 - \eta). \quad (11)$$

Относительная температура в слое охлаждающего масла, наносимого на поршень, меняется по квадратичному закону по нормали к охлаждаемой поверхности.

Определим, используя (11), плотность теплового потока, отдаваемого в рассматриваемом процессе от охлаждаемой поверхности в масло:

$$q_w = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=0} = \lambda \left( \frac{d\theta}{d\eta} \right)_{\eta=0} = \frac{T_w - T_m}{\delta} = \frac{\lambda}{\delta} St (T_w - T_m). \quad (12)$$

В свою очередь, среднее по охлаждаемой поверхности значение коэффициента теплоотдачи

$$\bar{a} = \frac{q_w}{T_w - T_m} = \frac{\lambda St}{\delta}. \quad (13)$$

Подставив в (13) значение числа Стэнтона  $St$ , получим

$$\bar{a} = \frac{\lambda St}{\delta} = \frac{\lambda \dot{m} c_p \delta}{\lambda \delta} = \dot{m} c_p \quad (14)$$

Таким образом, интенсивность теплоотдачи при струйном охлаждении поршня прямо пропорциональна плотности орошения и теплоемкости охлаждающего масла. Физическая очевидность полученной зависимости не вызывает сомнений.

Подобного рода рассуждения могут быть положены в основу построения математической модели теплообмена при «взбалтывании масла в галереях поршня. Разница лишь в том, что приходится иметь дело не с тонкой пленкой масла, в котором передача теплоты обусловлена механизмом теплопроводности, а с подвижным столбом высокотурбулизованной жидкости (масла).

Мера турбулентности, в такого рода задачах, может быть оценена как отношение турбулентной кинематической вязкости к кинематической вязкости жидкости:  $\varepsilon_t = v_t/v$ . Величина  $\varepsilon_t$  не постоянна, так на самой стенке  $\varepsilon_t = 1$  и  $v_t = v$ , в ядре потока  $\varepsilon_t \gg 1$ .

В соответствии с изложенным  $\varepsilon_t$  может быть выражена как функция безразмерной поперечной координаты  $\eta$ :  $\varepsilon_t = c\eta^\kappa$  (где  $c$  и  $\kappa$  – эмпирические коэффициенты).

Для решения данной задачи используем уравнение (6) при граничных условиях (3) и (4). При этом необходимо помнить, что передача теплоты осуществляется не молекулярном, а турбулентном механизмом. В результате преобразований получим

$$\bar{a} = \left( 1 + \frac{c}{\kappa+1} \right) \frac{Pr_t}{Pr} \dot{m} c_p \quad (15)$$

Очевидно, что при молекулярном механизме переноса  $c=0$  и  $Pr_t = Pr$ . Порядок величин  $c=O(10^4)$ ,  $\kappa=O(1)$ . Пусть  $c=3 \cdot 10^4$ , а  $\kappa=2$ . При числе Прандтля  $Pr=300$  и  $Pr_t=0,8$  имеем

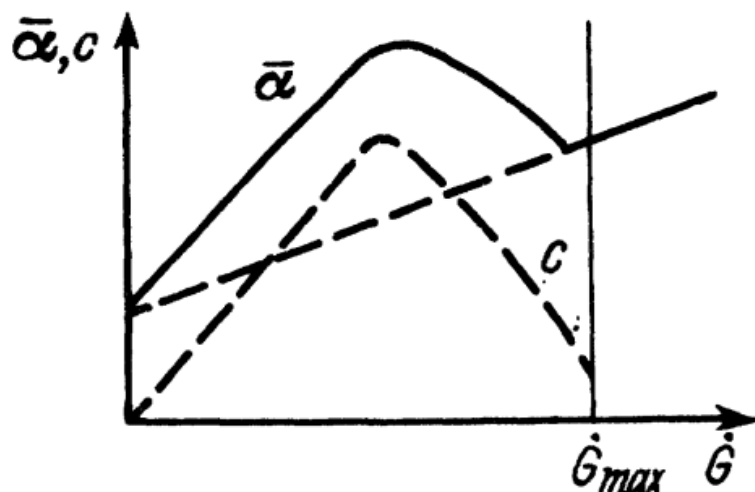
$$\bar{a} = \left( 1 + \frac{c}{\kappa+1} \right) \frac{Pr_t}{Pr} \dot{m} c_p = \left( 1 + \frac{3 \cdot 10^4}{2+1} \right) \frac{0,8}{300} \dot{m} c_p = 26,6 \dot{m} c_p \quad (16)$$

Интенсивность теплоотдачи при турбулентном движении в пленке масла, т.е. при интенсивном «взбалтывании» масла в объеме, по крайней мере, на порядок больше, чем в тонких пленках, где турбулентность еще не проявляется. Для качественных оценок интенсивности теплообмена при «взбалтывании» масла можно пользоваться формулой (15). Под плотностью орошения здесь следует понимать  $\dot{m} = G/F$ , где  $G$  – расход масла, подаваемого в полость охлаждения поршня;  $F$  – поверхность теплообмена.

Таким образом, интенсивность охлаждения при «взбалтывании» масла

$$\bar{a} = \left[ 1 + \frac{c(\dot{G})}{\kappa+1} \right] \frac{Pr_t}{Pr} \frac{\dot{G}}{F} c_p \quad (17)$$

Если при этом считать, что коэффициент  $c=c(\dot{G})$  является функцией расхода масла и его изменение соответствует зависимости, приведенной на рисунке, то сама функция  $\bar{a} = (\dot{G})$  будет иметь максимум, соответствующий максимуму величины  $c$ .



**Рис. 3.** Зависимость коэффициента теплоотдачи от расхода масла при охлаждении поршня взбалтыванием

Ввиду сложности поставленной задачи исследуемая методика сводится к расчету объема масла, необходимого для охлаждения одного поршня.

#### Расчет охлаждения поршня двигателя КамАЗ Р6

Исходные данные:

Двигатель – рядный шестицилиндровый;

Вид охлаждения поршня – масляная форсунка;

$c=3 \cdot 10^4$  – коэффициент теплоемкости Дж/К;

$\kappa=2$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$Pr=300$  – число Прандтля при молекулярном механизме переноса;

$\bar{a}=37$  – средний коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>·К;

$c_p=1,7$  – удельная теплоемкость масла, кДж/(кг·К);

$Pr_t=0,8$  – число Прандтля при турбулентном течении масла.

Расчет:

$$Pr_t=0,8\bar{a} = \left(1 + \frac{c}{\kappa+1}\right) \frac{Pr_t}{Pr} \dot{m} c_p = \left(1 + \frac{3 \cdot 10^4}{2+1}\right) \frac{0,8}{300} \dot{m} c_p = 26,6 \dot{m} c_p$$

$$\bar{a} = 26,6 \dot{m} c_p$$

$$37 = 26,6 \cdot \dot{m} \cdot 1,7$$

$$\dot{m} = 0,81 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{G}}{F}$$

где  $\dot{G}$  – расход масла, подаваемого в полость охлаждения поршня;

$F$  – поверхность теплообмена.

$$\dot{G} = \dot{m} \cdot F$$

$$\dot{G} = 0,81 \cdot 0,07 = 0,06 \text{ м}^3 / \text{с} = 0,6 \text{ л/мин}$$

$$\bar{a} = \left[1 + \frac{c(\dot{G})}{\kappa+1}\right] \frac{Pr_t}{Pr} \frac{\dot{G}}{F} c_p$$

$$\bar{a} = \left[1 + \frac{0,006}{2+1}\right] \frac{0,8}{300} \cdot \frac{0,006}{300} \cdot 1,7 = 0,00001 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Из данного расчета следует, что расход масла для охлаждения одного поршня составляет 0,6 л/мин. Следовательно, расход для всего двигателя составит 3,6 л/мин. На охлаждение рядного шестицилиндрового двигателя требуется расход масла 2,4–4,1 л/мин.

### 3. Заключение

Проанализировав результаты исследований, можно сделать следующие выводы:

Циркуляционное охлаждение поршня при практически одинаковом расходе масла по сравнению со струйным охлаждением позволяет снизить температуру кромки камеры сгорания в среднем на 70 °С и 50 °С в зоне канавки первого компрессионного кольца. При этом вдвое уменьшается радиальный перепад температур на огневой поверхности днища поршня (**Охлаждение поршня**);

Подвод масла через форсунку снижает температуру днища поршня в среднем на 10 °С, а в зоне первого компрессионного кольца на 20 °С больше чем при подводе масла через шатун. Несмотря на увеличенный расход масла, по сравнению с двумя рассмотренными выше способами, можно сказать, что данный способ является самым эффективным, так как качество теплообмена между стенками поршня и охлаждающим маслом зависит от количества подаваемого масла (**Аршинов и др., 1984**)

То есть, применение масляного охлаждения позволило снизить не только температуру поршня, тем самым увеличивая срок службы поршня, колец и других деталей, но и уменьшить тепловую напряженность поршня, увеличивая надежность всего двигателя.

### Литература

**Анурьев, 2001** – *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: Том 3. 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И. Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. 864 с.

**Аршинов и др., 1984** – *Аршинов В.Д., Григорьев М.А., Колмаков В.И.* Выбор рационального способа охлаждения поршней автомобильного дизеля // *Автомобильная промышленность*, 1984. № 7. С. 12-15

**Кавтарадзе, 2016** – *Кавтарадзе Р.З.* Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учебник для вузов. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. 515 с.

**Лазарев, 2011** – *Лазарев Е.А.* Методические указания к практическим занятиям по дисциплине тепловая и механическая напряженность поршневых двигателей: учебное пособие. Челябинск: Издат.центр ЮУрГУ, 2011. 40 с.

**Мартыненко, 1987** – *Мартыненко О.М.* Справочник по теплообменникам [Текст]: в 2-х т.: пер. с англ. / под ред. О.М. Мартыненко и др. М.: Энергоатомиздат, 1987. 420 с.

**Охлаждение поршня** – Охлаждение поршня [Электронный ресурс]. URL: <https://vunivere.ru/> (дата обращения 30.05.2018).

**Парамонов, 1980** – *Парамонов Н.В.* Исследование интенсификации теплообмена в профильных трубах. Тепло- и массообмен между потоками и поверхностями / *Тематический сборник научных трудов МАИ*. М., 1980. С. 62-65.

**Петриченко, Петриченко, 1979** – *Петриченко Р.М., Петриченко М.Р.* Конвективный теплообмен в поршневых машинах. Л.: Машиностроение, 1979. 232 с.

**Температура поршня** – Температура поршня [Электронный ресурс]. URL: <http://enginepower.pro> (дата обращения: 01.06.2018).

**Температурные уровни** – Температурные уровни [Электронный ресурс]. URL: <https://ustroistvo-avtomobilya.ru> (дата обращения: 01.06.2018).

### References

**Anur'ev, 2001** – *Anur'ev V.I.* (2001). Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya [The handbook of the designer-machine builder]. Tom 3. 8-e izd., pererab. i dop. Pod red. I.N. Zhestkovo. M.: Mashinostroenie, 864 p. [in Russian]

**Arshinov i dr., 1984** – *Arshinov V.D., Grigor'ev M.A., Kolmakov V.I.* (1984). Vyor ratsional'nogo sposoba okhlazhdeniya porshnei avtomobil'nogo dizelya [The choice of a rational method of cooling the pistons of an automobile diesel engine is the automotive industry]. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, № 7, pp. 12-15. [in Russian]

**Kavtaradze, 2016** – *Kavtaradze R.Z.* (2016). Lokal'nyi teploobmen v porshnevnykh dvigateleyakh: uchebnik dlya vuzov [Local heat transfer in piston engines: a textbook for universities]. M.: Izdatel'stvo MG TU im. N. E. Bauman, 515 p. [in Russian]

**Lazarev, 2011** – *Lazarev E.A.* (2011). Metodicheskie ukazaniya k prakticheskim zanyatiyam po distsipline teplovaya i mekhanicheskaya napryazhennost' porshnevnykh dvigatelei: uchebnoe posobie [Methodological guidelines for practical exercises in the discipline of thermal and mechanical stress of piston engines: a tutorial]. Chelyabinsk: Izdat.tsentr YuUrGU, 40 p. [in Russian]

**Martynenko, 1987** – *Martynenko O.M.* (1987). Spravochnik po teploobmennikam [Handbook of heat exchangers]. V 2-kh t.: per. s angl. Pod red. O.M. Martynenko i dr. M.: Energoatomizdat, 420 p. [in Russian]

**Okhlazhdenie porshnya** – Okhlazhdenie porshnya [Cooling the piston]. [Elektronnyi resurs]. URL: <https://vunivere.ru/> (data obrashcheniya 30.05.2018). [in Russian]

**Paramonov, 1980** – *Paramonov N.V.* (1980). Issledovanie intensivatsii teploobmena v profil'nykh trubakh [Study of heat transfer intensification in profile pipes]. Teplo- i massoobmen mezhdru potokami i poverkhnostyami. Tematicheskii sbornik nauchnykh trudov MAI. M., pp. 62-65. [in Russian]

**Petrichenko, Petrichenko, 1979** – *Petrichenko R.M., Petrichenko M.R.* (1979). Konvektivnyi teploobmen v porshnevykh mashinakh [Convective heat transfer in reciprocating machines]. L.: Mashinostroenie, 232 p. [in Russian]

**Temperatura porshnya** – Temperatura porshnya [Piston temperature]. [Elektronnyi resurs]. URL: <http://enginepower.pro> (data obrashcheniya: 01.06.2018). [in Russian]

**Temperaturnye urovni** – Temperaturnye urovni [Temperature levels]. [Elektronnyi resurs]. URL: <https://ustroistvo-avtomobilya.ru> (data obrashcheniya: 01.06.2018). [in Russian]

### **Система смазки для рядных двигателей мощностью 1000...1200 л.с.**

Евгений Олегович Вицин <sup>a, \*</sup>, Борис Яковлевич Бендерский <sup>a</sup>

<sup>a</sup> Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, Российская Федерация

**Аннотация.** В данной статье были раскрыты методы снижения термонапряженности поршня двигателя внутреннего сгорания. Сделан информационный обзор этой темы, а в частности, проведен анализ существующих систем охлаждения поршня и пути улучшения эффективности охлаждения. Был сделан выбор наиболее рационального способа охлаждения. Так же описывается устройство системы охлаждения поршня, а так же современные подходы в решении данной проблемы. Приведены расчетные схемы теплообмена поршня и схема изменение температуры масла на поверхности поршня и плотности орошения в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Описана сущность масляного охлаждения с помощью струйной форсунки. Выполнен расчет охлаждения поршня для рядного шестицилиндрового двигателя КамАЗ, из которого следует, что для охлаждения одного поршня необходимо 0,6 л/мин, сделаны определенные выводы.

**Ключевые слова:** масляное охлаждение, поршень, форсунка, термонапряженность, двигатель.

\* Корреспондирующий автор

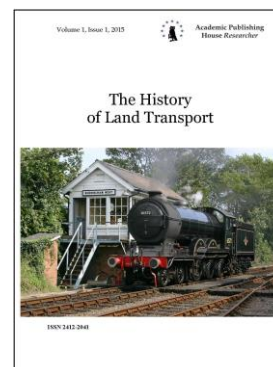
Адреса электронной почты: [e.vitsin@mail.ru](mailto:e.vitsin@mail.ru) (Е.О. Вицин), [bib@istu.ru](mailto:bib@istu.ru) (Б.Я. Бендерский)

Copyright © 2019 by Academic Publishing House Researcher s.r.o.



Published in the Slovak Republic  
The History of Land Transport  
Has been issued since 2015.  
E-ISSN: 2413-760X  
2019, 5(1): 30-35

DOI: 10.13187/hlt.2019.1.30  
[www.ejournal38.com](http://www.ejournal38.com)



## Improving the Engine Efficiency by Installing the Turbo Compound System

Evgeniy V. Zhuravlev <sup>a</sup>, Aleksey N. Terentev <sup>a</sup>

<sup>a</sup> Izhevsk state technical university, Russian Federation

### Abstract

The engine was thermally calculated; on the basis of which a working draft of an engine with a working volume of 1596 cm<sup>3</sup> can be developed using the Turbo Compound system. The calculated data of the main technical engine parameters with Turbo Compound System are presented. In conclusion, the authors note that an increase in pressure by the intake compressor also leads to undesirable consequences for the engine resource, to an increase in mechanical stresses on the parts of the crank mechanism and cylinder-piston group. In this regard, it is necessary to hold more detailed constructive-technological study of strength, resource and heat resistance of the most important parts of the engine – piston, piston rings, piston pin and others.

**Keywords:** internal combustion engine, turbocharging, engine power, turbocharger, pressure.

### 1. Введение

В каждом двигателе процентные показатели использования энергии разные, но в среднем они такие: энергия, которая преобразуется из тепловой в механическую (полезную) – 40–45 %; тепловая энергия, которая уходит на нагревание деталей двигателя – 20–25 %; тепловая энергия, которая уходит вместе с выхлопными газами – 30–40 %. (Ховак, 1977)

Для использования энергии, уходящей с выхлопными газами, был разработан специальный турбокомпаундный блок, благодаря которому энергия отработанных газов преобразуется в механическую энергию и через специальный привод передается на колен вал двигателя повышая его мощность (Патрахальцев, Савастенко, 2004). В настоящее время за использование данной системы взялись две компании – BMW и Scania. Основываясь на их опыте была выбрана тема для работы.

### 2. Результаты

Фактически турбокомпаунд Scania можно считать классическим примером рекуперации энергии – повторное использование той ее части, которая получена раньше, а затем бесполезно теряется. Достигнутые результаты оказались впечатляющими – турбокомпаунд дал прибавку к мощности двигателей Scania примерно в сорок лошадиных сил. Так что можно сказать, что турбокомпаунд оправдал ожидания инженеров компании Scania, обеспечив двигателям их разработки улучшенные характеристики.

**Первый этап:** выхлопные газы, идущие их выпускного коллектора, приходят в систему. В это время температура газов приблизительно равна 700 градусам. Выхлопные газы задействуются для привода обычного турбокомпрессора. В обычном компрессоре энергия – повышает эффективность горения топлива, тем самым увеличивая мощность и крутящий момент в двигателе. Далее выхлопные газы отправляются в блок турбокомпаунда. А в обычном двигателе они бы потратились впустую.

**Второй этап:** во время входа в турбокомпаундный блок, газы имеют температуру около 600 градусов. Энергия газов разгоняет вторую турбину до оборотов, примерно равных 55000 в минуту. Во время выхода газов из турбины, температура составляет около 500 градусов. После этих действий газы уходят через стандартную систему выпуска.

**Третий этап:** вращательное движение турбины передается с помощью пары понижающих, передаточных устройств. Эти устройства – это гидравлическая муфта и механические передачи. Муфта является согласующим элементом между частотами вращения турбины компаунда и маховика. Во время передачи движения турбины маховику, частота вращения турбины снижается приблизительно до 1900 оборотов в минуту. На маховике повышается вращательный момент, и его работа становится плавной и устойчивой.

Также, в ходе работы, была рассмотрена разработка немецких инженеров компании BMW под названием «Турбостимер». Разработчики были озабочены затрачиваемой впустую энергией отработанных газов, и пришли к созданию гибрида ДВС и паровой машины.

Проект BMW Turbosteamer стартовал еще в 2000 году, но только спустя пять лет инженеры немецкой компании представили 4-цилиндровый мотор объемом 1.8 л, который выдавал на 15 лошадиных сил больше мощности и на 20 Нм крутящего момента, но при этом был экономичнее своих аналогов на 15 %.

Технология Turbosteamer базируется на паровой турбине, которую в 1884 году запатентовал Шарль Парсонс. Происходит все следующим образом: вода нагревается до состояния пара, используя тепло во впускном коллекторе и системе охлаждения. Пар поступает в небольшую турбину, соединенную с коленчатым валом. Паровой привод Turbosteamer позволяет использовать до 80–90% энергии выхлопных газов, повышая эффективность работы системы на 10–15 %.

Традиционно существует три пути повышения коэффициента полезного действия (КПД) и мощности двигателя. Они проистекают из условий его теплового баланса – располагаемая энергия в приблизительно равных долях распределяется между эффективной мощностью, отводом в систему охлаждения и энергией выхлопных газов. Основным путем повышения КПД является улучшение протекания процессов смесеобразования и сгорания. С каждым годом этот процесс позволяет совершать небольшие шаги по улучшению двигателей. Идея понижения теплоотвода в систему охлаждения за счет теплоизоляции камер сгорания была популярна в 90-х годах прошлого века. В настоящий момент в силу ряда причин этот путь признан несостоятельным.

Таким образом, основным способом радикально увеличить основные показатели ДВС (двигателя внутреннего сгорания) является использование энергии выхлопных газов. Турбонаддув уже давно применяется во всех областях поршневого двигателестроения. Компаунд является относительно новым веянием. Исторически первыми компаундными двигателями были авиационные ДВС. Они демонстрировали высокие показатели даже по нынешним временам, так например, удельный расход бензинового АПД ВД – 4К составлял 217 г/кВт\*ч (160 г/л.с.ч.).

Турбокомпаунд стал следующим логическим шагом развития поршневых двигателей после внедрения турбонаддува. Повышая основные целевые характеристики (мощность, экономичность), компаунд в совершенстве дополняет газотурбинный наддув. Его внедрение становится возможным с постепенным развитием технологий производства и, как следствие, ростом эффективности турбин.

Основной трудностью при использовании компаундной схемы является создаваемое турбиной противодавление, ведущее к снижению наполнения и эффективности поршневой части.

В настоящий момент главной проблемой на пути внедрения турбокомпаундных двигателей является снижение их эффективности при уходе с режима номинальной мощности. Также существуют проблемы, связанные с колебательными процессами и влиянием инерции на эффективную работу турбины. Таким образом, большинство проблем сводятся к необходимости обеспечения эффективной работы на значительном диапазоне режимов работы двигателей.

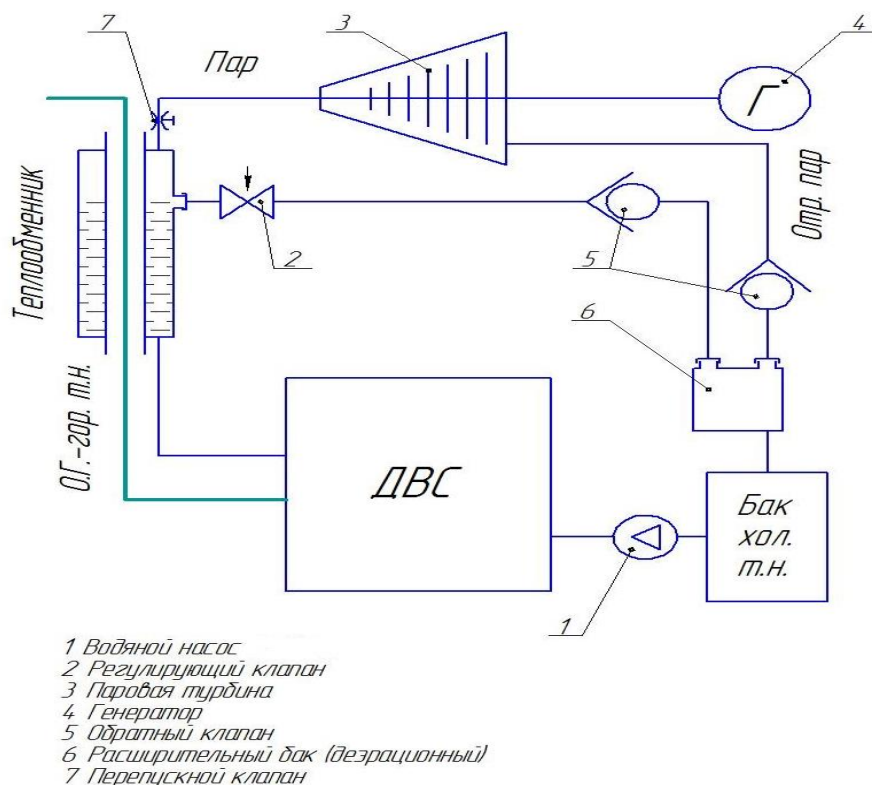
Существует множество различных схем компаундных двигателей. Их можно разделить по следующим критериям: типу двигателя, наличию наддува и типу трансмиссии.

Чтобы было понятно, благодаря внедрению турбокомпаунда было достигнуто:

- Повышение мощности двигателя при не относительно не высоких частотах вращения коленвала двигателя;
- Экономия топлива;
- Устойчивость работы двигателя при резких перепадах в режимах работы автомобиля;
- Мягкая, без рывковая работа двигателя, что достигается постоянной передачи дополнительной мощности от турбокомпаунда к коленвалу, благодаря чему выравнивается пульсация нагрузок;
- Более комфортное вождение автомобиля, на котором установлен турбокомпаунд.

Технологии не стоят на месте. Стремление увеличения эксплуатационных качеств двигателей за счет его скрытых возможностей является перспективным направлением для многих автомобильных компаний и пример с турбокомпаундом, который реализовала компания Scania, является хорошим примером для подражания. Источник: <https://auto-topik.ru/vse-pro-avtomobili/550-turbokompauund.html>

За основу моего расчета принят двигатель ВАЗ 11183-1000260 с системой турбонаддува. Принцип работы исследуемой схемы основан на использовании высокой температуры отработавших газов, и на естественном нагревании выпускного трубопровода автомобиля. До нейтрализатора устанавливается водяной бак, обхватывающий выхлопную трубу, таким образом, теплообменник принимает вид «труба в трубе». Далее вода преобразуется в пар, и под давлением раскручивает следующий элемент установки, паровую турбину. Наглядно посмотреть схему установки можно посмотреть на [Рисунке 1](#).



**Рис. 1.** Принципиальная схема

### Тепловой расчёт двигателя ВАЗ 11183-1000260 с системой турбонаддува

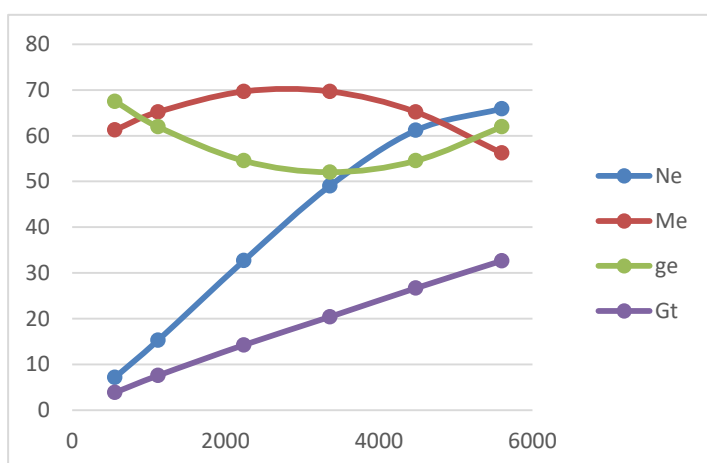
Как было отмечено ранее, за основу расчета принят двигатель ВАЗ 11183-1000260 с характеристиками, приведенными в [Таблице 1](#).



**Таблица 1.** Основные параметры двигателя ВАЗ 11183-1000260

Тип двигателя по способу воспламенения рабочей смеси	Искровой
Тип двигателя по роду применяемого топлива	Бензин
Наличие или отсутствие наддува	Отсутствует
Тип охлаждения	Жидкостное
Тип топливной системы	Электронный впрыск топлива
Число клапанов на цилиндр	4
Количество цилиндров и их расположение, порядок работы	4-Р 1-3-4-2
Тактность двигателя	4-хтактный
Номинальная эффективная мощность при номинальной частоте вращения	60 кВт при 5200 об/мин
Максимальный крутящий момент	120 Нм при 2700 об/мин
Минимальная частота вращения коленчатого вала	850 об/мин
Степень сжатия	10
Диаметр цилиндра	82 мм
Ход поршня	75,6мм
Рекомендуемое топливо	АИ-95
Рабочий объем цилиндра	1596см <sup>3</sup>

Расчет двигателя проводился для режимов: минимальной частоты вращения при  $n_e = 850$  об/мин, максимального крутящего момента при  $n_e = 2700$  об/мин, номинальной мощности при  $n_e = 5200$  об/мин, максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя при  $n_e = 6000$  об/мин (Колчин, Демидов, 2002; Гаврилов и др., 2003). Значения полученных расчетных параметров мощности и крутящего момента двигателя приведены на Рисунке 1. Здесь же представлены значения «Наддува» – давления создаваемого компрессорами – механическим и турбокомпрессором.

**Рис. 2.** Внешние характеристики двигателя

$N_e$  – эффективная мощность  
 $M_e$  – максимальный крутящий момент  
 $g_e$  – удельный расход топлива  
 $G_t$  – часовой расход топлива

### 3. Заключение

Был проведен тепловой расчет двигателя ВАЗ 11183-1000260, на основании которого спроектирован двигатель рабочим объемом 1596 см<sup>3</sup> с системой Турбокомпаунд. Спроектированный двигатель имеет следующие характеристики: – номинальная мощность  $N_e=95$  кВт, она увеличилась на 35 кВт (58 %) относительно исходной, – максимальный крутящий момент  $M_e \max=173$  Н·м, что выше исходного значения на 60 Н·м (50 %).

### Литература

**Автомобильные двигатели** – Автомобильные двигатели. Под редакцией М.С. Ховака. М.: Машиностроение, 1977. 91 с.

**Анурьев, 1992** – Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 3. М.: Машиностроение, 1992. 563 с.

**Бухмиров и др., 2013** – Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С., Пророкова М.В. Тепловой расчет рекуперативного теплового аппарата. УИУНЛ ИГЭУ, 2013. 124 с.

**Гаврилов и др., 2003** – Гаврилов А.А., Игнатов М.С. Эфрос В.В. Расчет циклов поршневых двигателей. Учебное пособие. Владимир Владим. Гос. Ун-т. 2003. 124 с.

**Двигатели внутреннего сгорания** – Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х кн. Кн. 2. Динамика и конструирование. Под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 1995. 319 с.

**Колчин, Демидов, 2002** – Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2002. 496 с.

**Орлин, Круглов, 1984** – Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей. М.: Машиностроение, 1984, 383 с.

**Патрахальцев, Савастенко, 2004** – Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом. М.: Легион-Автодата, 2004. 176 с.

**Степанов, 1964** – Степанов Ю.А. Конструкция и расчёт автотракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1964. 552 с.

**Шестопалов, 2001** – Шестопалов С.К. Устройство, техническое обслуживание и ремонт легковых автомобилей. М.: ПрофОбрИздат, 2001. 544 с.

### References

**Anur'ev, 1992** – Anur'ev V.I. (1992). Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya [Reference of designer-mechanical engineer]. Т. 3. М.: Mashinostroenie, 563 p. [in Russian]

**Avtomobil'nye dvigateli** – Avtomobil'nye dvigateli [Automobile engines]. Pod redaktsiei M.S. Khovaka. М.: Mashinostroenie, 1977. 91 p. [in Russian]

**Bukhmirov i dr., 2013** – Bukhmirov V.V., Rakutina D.V., Solnyshkova Yu.S., Prorokova M.V. (2013). Teplovoi raschet rekuperativnogo teplovogo apparata [Thermal calculation of the recuperative thermal apparatus]. UIUNL IGEU, 124 p. [in Russian]

**Dvigateli vnutrennego sgoraniya** – Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Engines of internal combustion]. V 3-kh kn. Kn. 2. Dinamika i konstruirovaniye. Pod red. V.N. Lukanina. М.: Vysshaya shkola, 1995. 319 p. [in Russian]

**Gavrilov i dr., 2003** – Gavrilov A.A., Ignatov M.S. Efros V.V. (2003). Raschet tsiklov porshnevykh dvigatelei [Calculation of cycles of piston engines]. Uchebnoye posobie. Vladimir Vladim. Gos. Un-t. 124 p. [in Russian]

**Kolchin, Demidov, 2002** – Kolchin A.I., Demidov V.P. (2002). Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei [Calculation of automobile and tractor engines]. М.: Vysshaya shkola, 496 p. [in Russian]

**Orlin, Kruglov, 1984** – Orlin A.S., Kruglov M.G. (1984). Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Konstruirovaniye i raschet na prochnost' porshnevykh i kombinirovannykh dvigatelei [Internal combustion engines. Design and calculation of the strength of piston and combined engines]. М.: Mashinostroenie, 383 p. [in Russian]

**Patrakhal'tsev, Savastenko, 2004** – Patrakhal'tsev N.N., Savastenko A.A. (2004). Forsirovaniye dvigatelei vnutrennego sgoraniya nadduvom [Forcing of internal combustion engines supercharged]. М.: Legion-Avtodata, 176 p. [in Russian]

**Shestopalov, 2001** – *Shestopalov S.K.* (2001). *Ustroistvo, tekhnicheskoe obsluzhivanie i remont legkovykh avtomobilei* [Device, maintenance and repair of passenger cars]. M.: ProfObrIzdat, 544 p. [in Russian]

**Stepanov, 1964** – *Stepanov Yu.A.* (1964). *Konstruktsiya i raschet avtotraktornykh dvigatelei* [Design and calculation of automotive and tractor engines]. M.: Mashinostroenie, 552 p. [in Russian]

### **Повышение КПД двигателя путём установки системы «Турбокомпаунд»**

Евгений Владимирович Журавлев <sup>a</sup>, Алексей Николаевич Терентьев <sup>a</sup>

<sup>a</sup> Ижевский государственный технический университет, Российская Федерация

**Аннотация.** Были проведен тепловой расчет двигателя; на основании, которого может быть разработан рабочий проект двигателя рабочим объемом 1596 см<sup>3</sup> с системой Турбокомпаунд. Представлены расчетные данные основных технических параметров двигателя с системой Турбокомпаунд. В заключении авторы отмечают, что увеличение давления компрессором на впуске приводит и к нежелательным последствиям для ресурса двигателя – к возрастанию механических напряжений на детали кривошипно-шатунного механизма и цилиндро-поршневой группы. В связи с этим, необходимо провести более детальную конструктивно-технологическую проработку прочности, ресурса и теплостойкости наиболее ответственных деталей двигателя – поршня, поршневых колец, поршневого пальца и др.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, турбонаддув, мощность двигателя, турбокомпрессор, давление